

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra robototechniky

Konstrukce zásahových subsystémů požárního robotu

Design of Emergency Subsystem of a Fire Robot

Student: Bc. Filip Ptáček

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsme celou bakalářskou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny podklady a literaturu.

V Ostravě.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.
- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

Filip Ptáček

Adresa trvalého pobytu:

Novoměstská 38,
Žďár nad Sázavou 1
59101

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PTÁČEK, F. Konstrukce zásahových subsystémů požárního robota. Ostrava: katedra robototechniky, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 63 s. Diplomová práce, vedoucí Konečný, Z. Diplomová práce je zaměřena na analýzu zásahových subsystémů požárního robota. Konstrukčně řešen je zásahový subsystém, který je schopen, s využitím pásového lokomočního ústrojí, hasit požár, odebírat z místa zásahu tlakové lahve a provádět průzkum oblasti. Potřebné výpočty a výkresy zásahového subsystému jsou uvedeny v příloze

ANNOTATION OF THESIS

PTÁČEK, F. Design of emergency subsystem of fire robot, Department of robotics, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava, 2009, 63 p. Thesis, head: Konečný, Z. Thesis is dealing with analysis of emergency subsystems of fire robot. Designed is emergency subsystem using track chassis, which is capable of firefighting, picking up cylinders and probing of hazardous area. Calculations and drawings of emergency subsystem are documented in the enclosure of the thesis.

Obsah Diplomové práce

OBSAH DIPLOMOVÉ PRÁCE.....	6
SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ.....	8
1. ÚVOD.....	9
2. ANALÝZA TYPŮ NEBEZPEČÍ NA POŽÁŘIŠTI A PROSTŘEDKŮ POŽÁRNÍCH ZÁSAHŮ.....	10
2.1 NEBEZPEČÍ NA POŽÁŘIŠTI.....	10
2.2 KLASIFIKACE POŽÁRU A METODY HOŘENÍ	11
2.3 MOŽNOSTI NASAZENÍ SERVISNÍCH ROBOTŮ PŘI POŽÁRECH.....	12
2. ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU	13
2.1 BROUČEK I.....	13
2.2 FFR -1	15
2.3 SACI.....	16
2.4 ANNA KONDA.....	18
2.5 SPOT 55.....	19
3. SPECIFIKACE POŽADAVKŮ NA SERVISNÍ ROBOT.....	20
3.1 POPIS PODVOZKU	20
3.2 POŽADAVKOVÝ LIST	21
4. NÁVRH A HODNOCENÍ VARIANT ŘEŠENÍ PRO ZÁSAHOVÝ SUBSYSTÉM.....	23
4.1 VARIANTY ŘEŠENÍ	23
4.1.1 Varianta 1	23
4.1.2 Varianta 2	24
4.1.3 Varianta 3	25
4.1.4 Varianta 4	25
4.1.5 Varianta 5	26
4.1.6 Varianta 6	27
4.1.5 Varianta 7	27
4.2 HODNOTOVÁ ANALÝZA	28
5. KONSTRUKČNÍ NÁVRH TRANSPORTU LAHVÍ.....	31
5.1 OBJEKT MANIPULACE.....	31
5.2 KONSTRUKČNÍ NÁVRH EFEKTORU	32
5.2.1 Požadavky na konstrukci efektoru.....	32
5.2.2 Návrh variant kinematických struktur efektoru.....	32
5.2.3 Hodnotová analýza.....	33

5.2.4 Konstrukční řešení efektoru	35
5.3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH HYDRAULICKÉHO MANIPULÁTORU	40
5.3.2 Návrh variant kinematických struktur manipulátoru	40
5.2.3 Konstrukční řešení vybrané varianty.....	41
5.3 KONSTRUKČNÍ NÁVRH KOŠE NA PŘEPRAVU TLAKOVÝCH LAHVÍ	48
5.3.1 Specifikace požadavků.....	48
5.3.1 Konstrukční řešení.....	48
6. KONSTRUKČNÍ NÁVRH HASÍCÍHO SUBSYSTÉMU	50
6.1 DEFINOVÁNÍ ZÁKLADNÍCH PRVKŮ HASÍCÍHO SUBSYSTÉMU	50
6.2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ HASÍCÍHO SUBSYSTÉMU	51
7. KONSTRUKČNÍ NÁVRH KRYTŮ ROBOTU.....	52
7.1 VNĚJŠÍ STĚNY PLECHOVÉHO KRYTOVÁNÍ.....	53
7.2 VNITŘNÍ STĚNY PLECHOVÉHO KRYTOVÁNÍ.....	54
7.3 CELKOVÉ ZAKRYTOVÁNÍ ROBOTU.....	55
8. SENZORICKÝ SUBSYSTÉM ROBOTU.....	55
8. HYDRAULICKÝ OBVOD	56
10. TECHNICKO-EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ NÁVRHU	57
12. ZÁVĚR.....	59
13. POUŽITÉ PRAMENY	62
13. SEZNAM PŘÍLOH.....	64

Seznam použitého značení

k, k_i	koeficient bezpečnosti	[-]
F_u	uchopovací síla	[N]
G_i	tíhová síla	[N]
F_{kl}	síla od klopného momentu objektu manipulace	[N]
F_{hl}	potřebná síla lineárního hydromotoru na efektoru	[N]
M_s	statický moment	[N.m]
M_d	dynamický moment	[N.m]
l_{OMT}	vzdálenost těžiště objektu manipulace od středu efektoru	[mm]
L_{kl}	poloviční šířka čelistí efektoru	[mm]
l_{ri}	délka ramen hydraulického manipulátoru	[mm]
R	reakce působících v kloubech hydraulického manipulátoru	[N]
R_{ij}	složky reakcí působících v kloubech hydraulického manipulátoru	[N]
M_c	celkový moment, který bude působit na podstavu manipulátoru	[N.m]
J_i	moment setrvačnosti	[kg.m ²]
ε	úhlové zrychlení	[rad ²]
v	rychlost	[m.s ⁻¹]
η	účinnost	[-]
m_i	hmotnost	[kg]
q	gravitační zrychlení	[s ⁻¹]
i_p	převodový poměr	[-]
δ	úhel maximálního příčného náklonu podvozku	[°]
γ	úhel sklonu prvků hydraulického manipulátoru	[°]

1. Úvod

Zadáním diplomové práce je řešit možné zásahové subsystémy protipožárního robotu. Protipožární roboty operují v rizikových oblastech, kde je nebezpečí výskytu požáru. Tyto mobilní roboty jsou schopni likvidace požáru vlastní hasicí technologií, a to samostatně nebo ve spolupráci s operátorem. Roboty je též možné používat k vynášení cenných nebo nebezpečných objektů z místa požáru (tlakové láhve, nádrže s nebezpečnými látkami). Roboty jsou vybaveny různými druhy senzorů pro snadnou orientaci v prostoru a sběr důležitých dat (termokamera, videokamera, Ramanův spektrometr atd.).

V začátku diplomové práce budou specifikovány druhy nebezpečí na požářišti a možnosti nasazení mobilních robotů v jednotlivých v rizikových situacích.

Hlavním cílem této diplomové práce je, na základě požadavků vyplývajících ze zásahu při požárech, řešit subsystémy pro likvidaci požáru nebo pro manipulaci s vysoce hořlavými látkami, apod. Na základě hodnotové analýzy byl vybrán subsystém, který je schopen hasit požár hasební látkou na bázi vody a odebírat tlakové lahve z místa zásahu. Všechny prvky tohoto subsystému byly dále konstrukčně řešeny.

2. Analýza typů nebezpečí na požářišti a prostředků požárních zásahů

2.1 Nebezpečí na požářišti

Při činnosti spojené s likvidací požáru nebo při odstraňování škod způsobených požárem, mohou být zásahové jednotky ohroženy níže uvedenými typy možných nebezpečí. S ohledem na tyto rizika je nutné, aby byly zásahové jednotky vybaveny potřebnými ochrannými prostředky nebo zařízením, díky nimž by došlo k eliminaci poškození zdraví člověka či ztrátách na životech.

Nebezpečí poleptáním

K poleptání žíravými látkami může dojít v prostorech, kde se užívají, zpracovávají nebo skladují tyto nebezpečné látky (kyseliny, louhy). Jedná se především o objekty chemického průmyslu, laboratoře apod. Poranění chemikálií vzniká buď přímo anebo v interakci s dalšími látkami. Žíravé látky mohou poranit nejen pokožku a sliznice hasičů, ale mohou také poškodit používanou výstroj. Tyto látky mohou být hořlavé nebo hoření podporující. Při chemické reakci žíravých látek, může docházet k uvolňování hořlavých plynů např. (vodík) a může hrozit nebezpečí výbuchu.

Nebezpečí opařením

Při nebezpečí opařením může dojít při hašení vodou na rozžhavené konstrukce a materiály. Může se vyskytnout v objektech, kde se pára používá ve výrobním procesu – kotelny, výměňkové stanice, elektrárny rozvody páry. Při odpaření jednoho litru vody se zvětší objem až 1700 krát a vznikne pára pod tlakem o vysoké teplotě.

Nebezpečí ionizujícího záření

K zásahu s nebezpečím výskytu toho záření může dojít v objektech, v nichž se nacházejí pracoviště se zářiči. Nejčastěji sem patří oddělení nukleární medicíny, defektoskopické pracoviště a jaderná zařízení. Možnost vzniku nebezpečí ionizujícího záření představuje i dopravní nehoda přepravního prostředku s nákladem radioaktivní látky, při které dojde k porušení obalu radioaktivního zářiče.

Nebezpečí zřícení konstrukcí

Zřícení konstrukcí může být zaviněno zejména porušením statické únosnosti konstrukcí a snížením pevnosti konstrukčních materiálů staveb vlivem změny teploty.

Např. ocelové konstrukce vlivem teplot obvyklých v běžných požárech rychle ztrácejí svoji pevnost. U konstrukcí, které jsou tvořeny pevným spojením různorodých materiálů, může dojít ke zborcení z důvodu nerovnoměrného pnutí. Ke zřícení může dojít také v důsledku porušení celistvosti dané konstrukce (např. výbuch).

Nebezpečí ztráty orientace

Rizika tohoto typu vznikají při hašení požáru, při kterém vzniká silný vývin kouře a zplodin. Důsledkem toho je špatná nebo nulová viditelnost. K požárům tohoto typu může dojít např. ve výrobních a skladovacích prostorech plastických hmot, textilního průmyslu, chemického průmyslu apod. Ke ztrátě orientace může také dojít v důsledku velké členitosti objektu (např. velkokapacitní podzemní garáže, haly, sklepy apod.).

Nebezpečí výbuchu

Dle podstaty vzniku rozdělujeme výbuchy na fyzikální a chemický. Fyzikální výbuch je způsoben změnou fyzikálních parametrů nad povolenou mez, která má za následek zvýšen tlaku uvnitř zařízení na takovou míru, že dojde k destrukci tohoto zařízení (např. parní kotle, tlakové zásobníky, lahve s plyny, uzavřené nádrže, spreje apod.) Chemický výbuch je rychle probíhající hoření směsi hořlavé látky s kyslíkem, vzduchem nebo jiným oxidovadlem. K výbuchu může dojít všude tam, kde se vyrábí, zpracovávají a skladují látky schopné výbuchu (např. hořlavé plyny, kapaliny, hořlavé prachy, látky reagující s vodou). [4]

2.2 Klasifikace požáru a metody hoření

Požáry třídy A

Třída A zahrnuje pevné hořlavé materiály jako dřevo, textil, papír, gumu a mnoho plastů. Voda je používána na ochlazování nebo k účinnému snížení teploty hořícího materiálu pod jeho teplotu vznícení. Pro zvýšení účinnosti vody jako hasební látky se pro požáry třídy A doporučuje použití smáčedla, které se s vodou mísí v malém množství (cca 0,5%) a snižují povrchové napětí vody. Takto upravena hasební látka je schopna lépe proniknout i do hlubších vrstev volně uloženého hořlavého materiálu.

Požáry třídy B

Třída B zahrnuje požáry hořlavých kapalin jako benzin, olej, petrolej, laky, barvy, destiláty a alkoholy. Nejúčinnější metodou hašení je použití chemických hasebních látek například HALOTRON L, případně pěnu. Velmi účinné jsou i hasící prášky.

Požáry třídy C

Ohně třídy C představují požáry hořlavých plynů. Jako hasební látky je vhodný oxid uhličitý, hasící prášky v některých případech voda.

Požáry třídy D

Ohně třídy D zahrnují požáry hořlavých kovů jako hliník, hořčík, titan, zirkonium, sodík a draslík. Tyto materiály jsou obzvláště nebezpečné v prachové formě. Extrémně vysoká teplota hoření některých kovů dělá vodu a jiné běžné hasící činitele neúčinnými v mnoha případech i nepoužitelnými. Pro hašení těchto požárů se používá především speciálních prášků. [4]

2.3 Možnosti nasazení servisních robotů při požárech

V současné době se zvyšuje četnost mimořádných událostí a také úroveň nebezpečí na místě. Při kumulaci několika nebezpečí představuje největší riziko přítomnost nebezpečných látek, zejména chemických, biologických a výbušných. Likvidace těchto událostí pak ohrožuje zasahující osoby na zdraví a životě i při použití ochranných prostředků. Omezení tohoto rizika lze dosáhnout průzkumem či hasící činností prostřednictvím robotu. Z reálného hlediska lze předpokládat vznik mimořádných událostí s výskytem nebezpečných látek zejména situace:

- průmyslové havárie
- havárie po živelných pohromách (povodně, vichřice, velké množství sněhu)
- havárie při přepravě nebezpečných látek po silnici, železnici apod.
- nelegální sklady
- úmysl (terorismus)

U těchto typů mimořádných událostí lze očekávat přítomnost široké škály látek, jako jsou například látky hořlavé, toxické, výbušné, radioaktivní záření apod. Dále pak se zde mohou vyskytovat nejrůznější formy nepříznivých vlivů či překážek například: velké množství vody, nástražné výbušné systémy, poloho místa zásahu (v podzemí, v podlaží), možnost zřícení konstrukce, apod. [4]

Prioritou nasazení servisní robotu je zejména identifikace a charakteristika místa mimořádné události a provedení opatření za účelem zpřístupnění zasaženého místa člověku. Tato činnost by měla být provedena v těchto třech základních stupních:

1. průzkum místa události

2. identifikace nebezpečných látek a jejich parametrů
3. odvrácení nebezpečí, případně transport vybraných nebezpečných látek

2. Analýza současného stavu

2.1 BROUČEK I

Výrobce: 1. Robotická s.r.o. – Česká republika

Vývoj tohoto požárního robotu byl zaměřen především na schopnost likvidace nebezpečí výbuchu tlakových lahví. Je určen pro zásahy v rizikovém prostředí, při požáru, v prostředí s nebezpečím výbuchu a při chemickém nebo biologickém ohrožení. Lze ho dálkově ovládat pomocí operátorského panelu. Tento panel je s robotem spojen bezdrátově nebo pomocí kabelu, což umožňuje práci i ve velmi silně rušeném prostředí, nebo tam, kde se špatně šíří radiový signál. Kamery jsou umístěny vpředu a vzadu v základové skřini, další kamera je umístěna na rameni robotu, aby co nejlépe zprostředkovala činnost koncových čelistí.



Obr.1- BROUČEK I

Souhrn činností robotu FIREBOT v nebezpečném prostředí:

- Manipulovat s předměty o hmotnosti do 150 kg, například s tlakovými lahvemi
- Hasit požár proudnicí nesenou na paži
- Pomocí čelistí stříhat hadice, dráty nebo lana
- Provést průzkum nebezpečné oblasti

FIREBOT je vybaven bezúdržbovými akumulátory o vysoké kapacitě, které zajišťují až 3 hodiny provozu. Robot je navržen s důrazem na teplotní odolnost, a proto je při teplotě 150 °C schopen pracovat až do vybití akumulátorů. Rameno robotu je plně hydraulická s pěti stupni volnosti, a je přimontována na vrchní straně skříně. Vysoká pohyblivost a velký manipulační prostor zaručují snadnou manipulaci i s těžkými předměty, přičemž dosah paže je 2,5 m do výšky a 0,9 m vpřed. Na paži jsou umístěny univerzální čelisti umožňující uchopit rozměrné i malé předměty a díky své síle jsou dokonce schopny stříhat některé materiály, jako jsou hadice, slabší dráty nebo lana. Pohon obstarávají dva elektromotory pro pohyb pásů a hydraulický agregát pro pohony paže. Pásky dovolují robotu překonávat osamocené překážky až 15 cm vysoké a díky pryži na pásech může robot zdolávat stoupání až 30° stupňů nebo schody a to jak směrem nahoru, tak i dolů. Robot má v užívání od února 2002 Hasičský záchranný sbor hl. m. Prahy. [11]

Délka	1550 mm
světlost podvozku	100 mm
minimální prostor potřebný pro otočení o 360°	1900 mm
výška se sklopenou paží	1200 mm
maximální zdvižení paže od povrchu	2565 mm
maximální dosah paže od předku skříně	970 mm
maximální rozevření čelistí	400 mm
max. síla uprostřed čelistí	8000 N
max. nosnost	150 kg
základní hmotnost	650 kg
kapacita akumulátorů	76 Ah
doba provozu	až 3 hodiny
stoupavost	30°
výdrž při chlazení rozstřikem vody 150 °C	až 3 hodiny
bez chlazení 150 °C	10 minut

Tab. 1 - Technické parametry robotu FIREBOT



Obr. 2 – FIREBOT na nájezdové plošině

2.2 FFR -1

Výrobce: InRob Tech Ltd. - Izrael



Obr. 3 – FFR-1

FFR-1 je záchranný robot navržený pro boj s ohněm. Pomáhá hasičům operovat v člověku nebezpečném prostředí. Robot je řízen dálkově radiovými signály nebo pomocí kabelu. Lokomoční ústrojí tvoří pásový podvozek. Každá strana je poháněna jedním elektropohonem, který je napájen z 24 V baterie. Robot snese teplotu 400 °C, v kritických situacích může být vystaven teplotě až 1000 °C. Robot vybaven termokamerou a dvěma CCD kamerami, k těmto kamerám jsou paralelně umístěny světlomety pro osvětlení snímaného místa. Oheň je hašen vodou, která tryská ze stříkací hubice, která je umístěna v přední části robotu. Voda je přivedena do robotu pomocí hasící hadice, která se připojí do konektoru v zadní části. Maximální délka

hadice je 100 m. Robot může být vybaven různými senzory, jako je detektor chemických či radioaktivních látek. [12]

délka	1620 mm
šířka	1140 mm
výška	1380 mm
váha	940 kg
rychlost	3-4 km/h
stoupavost	30°
dosah řídicího signálu	260 m
dosah kabelu s řídicím signálem	100 m
výdrž	3 h
průtok vody	4500 l/min při tlaku 15 bar

Tab. 2 – Technické parametry robotu FFR-1

2.3 SACI

Výrobce: ARMTEC – Brazílie 2006



Obr. 4 – SACI 1.0

Tento požární robot vyrobila brazilská firma ARMTEC. K dnešnímu dni jsou vyvinuty tři typy: SACI 1.0, SACI 1.5 a SACI 2.0. Tyto roboty slouží pouze k hašení požáru, lze z nich hasit vodu – roztržitým i kompaktním proudem a pěnou. Roboti jsou ovládány pomocí kabelu s dosahem až 180 m. Poslední z robotů s typovým označením SACI 2.0 může být vybaven i bezdrátovým ovládáním. Všechny typy

využívají jako pohon elektrickou energii, kapacita akumulátorů umožňuje minimální výdrž robotů 180 minut (typ 2.0 minimálně 360 minut). Pohybují se na pásovém podvozku a jsou vyrobeny ze žáruvzdorných materiálů za pomoci nejmodernějších technologií. Typ SACI 2.0 má i vlastní malou nádrž na pěnidlo. [13]

délka	1600 m
šířka	1800 m
výška	1500 m
vertikální rozsah proudnice	-20° do 70°
otočení proudnice	360°
max. průtok	7600 l/min
max. dostřik	120 m
nádrž pěnidla	25 l
výdrž	6 h

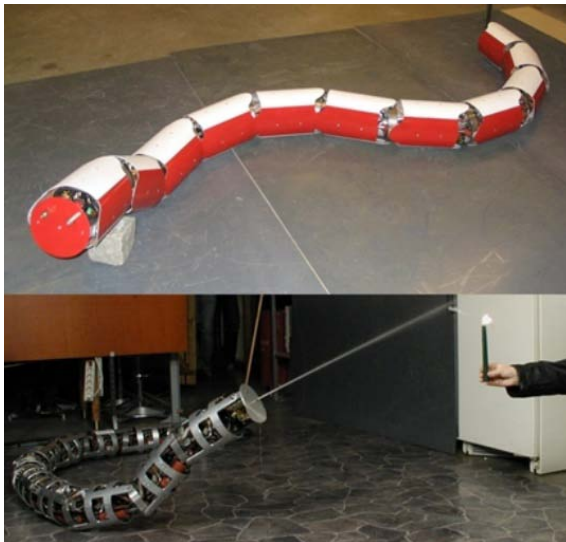
Tab. 3 – Technické parametry robotu SACI 2.0



Obr. 5 – SACI 2.0

2.4 Anna Konda

Výrobce: SINTEF – Norsko (2007)



Obr. 6 – Anna Konda

Anna Konda je plazivý robot, je 3 m dlouhý a 70 kg těžký. Každý segment obsahuje dva hydromotory. Poháněný je tlakovou vodou, je určený k hašení nebezpečných požárů, nejen tam kde hrozí výbuch nebo jsou přítomné nebezpečné látky. Měl by najít své uplatnění při požárech v tunelech a podobných objektech. Ke konci robotu je připojena požární hadice, při požární akci se hlava robotu zvedne a začne stříkat hasivo. Anna Konda také může nést kameru, případně i jiné senzory a poskytuje informace o situaci při zásahu. Může být využita také jako kurýr, např. by mohla k lidem uvězněným v tunelu dopravit dýchací přístroje apod. Anna Konda je navíc velmi autonomní, operátor může pouze zadat odkud, kam se má přesunout a vše ostatní už řídí počítač. Anna Konda může být řízena pomocí kabelu nebo bezdrátově přes rozhraní bluetooth. [14]

délka	3 m
váha	75 kg
počet stupňů volnosti	20
max. tlak v hydromotorech	100 bar
max. moment (při 100 bar)	300 Nm

Tab. 4 – Technické parametry robotu Anna Konda

2.5 SPOT 55

Výrobce: VOP 025, Česká republika

SPOT-55 je speciální hasící vozidlo na pásovém podvozku tanku T-55 vyráběné ve Vojenském opravárenském podniku 025 Nový Jičín. Je určeno k likvidaci všech druhů požárů ve složitých terénních podmínkách a průmyslových aglomeracích (např. lesy, elektrárny, ropné rafinérie, plynovody, povrchové doly apod.). K tomuto účelu je vozidlo vybaveno nádržemi na vodu o objemu 11 000 litrů (hlavní nádrž na 9000 a boční nádrž na 2000 litrů), dvěma otočnými vysokotlakými proudnicemi - děly ovládanými velitelem vozidla, pěnotvorným zařízením s nádrží na pěnidlo o objemu 2000 litrů a dvěma práškovými hasícími přístroji. Proti vysokým teplotám v prostoru je vozidlo chráněno vodní mlhou, která je tvořena vodou hnanou pod vysokým tlakem tryskami umístěnými na povrchu vozidla. Hašení požáru lze provádět také třemi ručními proudnicemi, které je možno připojit v zadní části vozidla. V průběhu hašení požáru se do nádrže vozidla doplňuje voda čerpadlem z vodní nádrže do maximální výšky sání 7,5 m. Další možný způsob doplňování vody po zaujetí postavení vozidla je ze dvou cisteren připojených na zádi vozidla popř. připojením ke dvěma vodním hydrantům. Teplota povrchu vozidla je snímána a signalizována osádce, kterou tvoří velitel, řidič a strojník. Další speciální výbavu tvoří varovné signalizační zařízení, které hlásí osádce nebezpečí radioaktivního záření, proti němuž je osádka chráněna speciálním obložením a vodní náplní nádrže. K monitorování a vyhodnocování situace slouží černobílá televizní kamera, televizní přijímač Merkur a výstražné a rozhlasové zařízení AZD 501. Spojení je zabezpečeno radiostanicí R-123, vnitřním hovorovým zařízením a dvěma přenosnými radiostanicemi PR-41. Speciální vozidlo SPOT-55, jež lze řídit i pomocí dálkového ovládání s dosahem do 1500 m, používají k plnění úkolů záchranné jednotky AČR a některé civilní hasičské a záchranné sbory. [13]



Obr. 7 – SPOT 55

Maximální hmotnost	45 000 kg
Jízdní dosah	170 km
Maximální rychlost	50 km/h
Výkon motoru	425 kW
Svahová dostupnost	30°
Boční svahová dostupnost	20°
Brodivost	1400 mm
Max. dostřik proudnice	vodou 60 m pěnou 50 m
Maximální průtok proudnice	2270 l/min
Kapacita hasiva	9 000 l vody 2000 l pěnidla 500 kg prášku

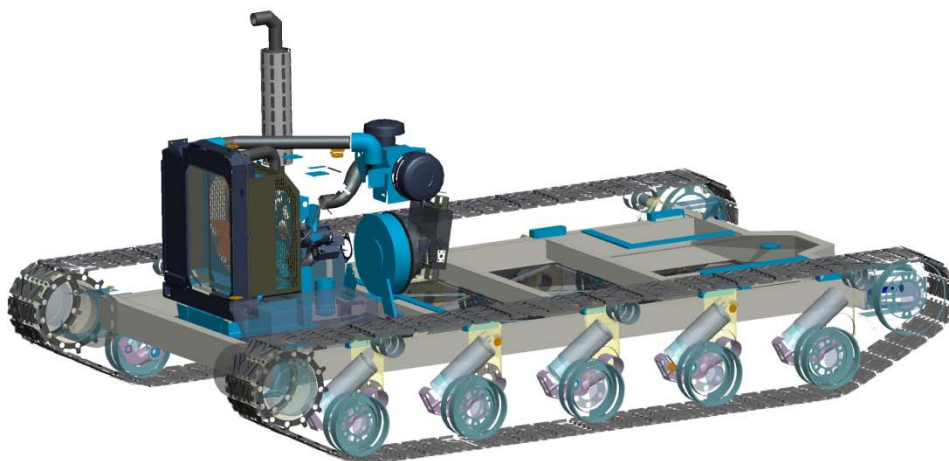
Tab. 5 – Technické parametry požárního vozidla SPOT 55

3. Specifikace požadavků na servisní robot

Úkolem vlastního konstrukčního řešení bude na základě požadavků vyplývajících ze zásahu při požárech, navrhnout subsystém robotu pro likvidaci požáru nebo pro manipulaci s vysoce hořlavými látkami, apod. Akční subsystém bude umístěn na již vyrobený pásový podvozek, který je navržen pro činnost při mimořádných událostech.

3.1 Popis podvozku

Jedná se o podvozek s pásovým lokomočním ústrojím, což mu umožňuje snadné překonávání terénních nerovností a různých překážek. Díky svým rozměrům (viz. Tab. 2) je vhodný zejména pro užití ve venkovních prostorech. Jako primární pohon slouží dieselový motor Perkins 1104C-44T, z tohoto motoru je přenášén krouticí moment na regulační axiální pístový hydrogenerátor ABVO. Na tento hydrogenerátor jsou připojeny dva radiální hydromotory, které přenášejí krouticí moment prostřednictvím hnacích kol na pásy.



Obr. 8 – Pásový podvozek

Šířka	2400 mm
Délka	4000 mm
Výška	2000 mm
Světlá výška podvozku	300 mm
Primární pohon	spalovací motor
Sekundární pohon	hydromotor
Nosnost	1500 kg

Tab. 6 – Technické parametry pásového podvozku

3.2 Požadavkový list

Primární požadavky

Primární požadavky na zásahový subsystém jsou dány konstrukcí a parametry podvozku:

Hmotnost – hmotnost celé nástavby se odvíjí od celkové nosnosti podvozku – 1500kg. Je nutné brát v úvahu i hmotnost případného přepravovaných objektů či materiálu.

Pohony – z důvodu absence generátoru napětí 230 V, musí být všechny pohony buď hydraulické, nebo elektrické do napětí 12 V DC.

Senzorika – robot musí být vybaven dostatečným množstvím senzorů a kamer, aby byl schopen dostatečně plnit svoji funkce. Tato část nebude detailně řešena, ale bude zde doporučena vhodná zařízení.

V této fázi návrhu nelze více specifikovat požadavkový list. Jelikož v zadání na využití zásahového subsystému není jednoúčelová činnost, ale pouze odvětví, pro

kteří je robot určen, lze pouze specifikovat činnosti, které by mohl servisní robot vykonávat. Na základě těchto činností budou navrženy možné varianty řešení. A až v této fázi budou stanoveny přesnější požadavky na daný subsystém

Činnosti požárního robotu

Hašení

Hašení je činnost při, které se přímo ochlazuje místo požáru. Protože je robot omezen nosností, je tedy nemyslitelné, aby přímo na nástavbě byla nádrž s vodou a pěnidly. Při takovéto činnosti musí být robot připojen na zdroj tlakové vody (hydrant, zásahové vozidlo s čerpadlem a cisternou).

Činnost	Základní vybavení pro správné plnění funkce
Hašení vodou	lafeta, rozvod potrubí, hadice, průtokový naviják
Hašení plynem	tlaková lahve s plynem, tlaková lahev s dusíkem, manipulátor s tryskou

Tab. 7 – Přehled možností hašení

Odběr vzorků

Robot musí být schopen odebrat vzorek nebezpečné látky (plyn, kapalina, tuhá hmota), jejího uložení do transportní nádoby, převezení a následné předání na pracoviště, které provede vyhodnocení a následná měření.

Činnost	Základní vybavení pro správné plnění funkce
Manipulace a odběr	manipulátor, efektor
Uložení	vhodné zásobníky pro specifické látky

Tab. 8 – Přehled základních funkcí pro činnost odběr vzorků

Destrukční činnost

Robot je schopen destrukční činnosti za účelem odstranění nežádoucích objektů a zpřístupnění těžko dostupných míst. Destrukční činnost zde lze rozdělit na těžkou (hydraulické kladivo) a lehkou (úhlová bruska, vrtačka). U lehké destrukční činnosti je vhodné, aby byl robot vybaven modulem pro automatickou výměnu nástrojů.

Činnost	Základní vybavení pro správné plnění funkce
Manipulace a destrukce	manipulátor, destrukční zařízení – úhlová bruska, vrtačka, hydraulické kladivo, hydraulické nůžky
Výměna nástrojů	moduly automatické výměny nástrojů

Tab. 9 – Přehled základních funkcí pro destrukční činnost

Transport objektů (tlakové lahve)

Při požárním zásahu, je nutné odstranit přímo z požářiště nebo jeho blízkosti rizikové objekty, které by mohli svými vlastnostmi kriticky zvýšit nebezpečí na místě zásahu. Mezi takovéto objekty patří například tlakové lahve, kde se za zvýšených okolních teplot zvyšuje objem plynu uvnitř lahve a může dojít k výbuchu.

Činnost	Základní vybavení pro správné plnění funkce
Manipulace	manipulátor, efektor
Uložení	rámová konstrukce pro bezpečný převoz

Tab. 10 – Přehled základních funkcí pro transport objektů

4. Návrh a hodnocení variant řešení pro zásahový subsystém

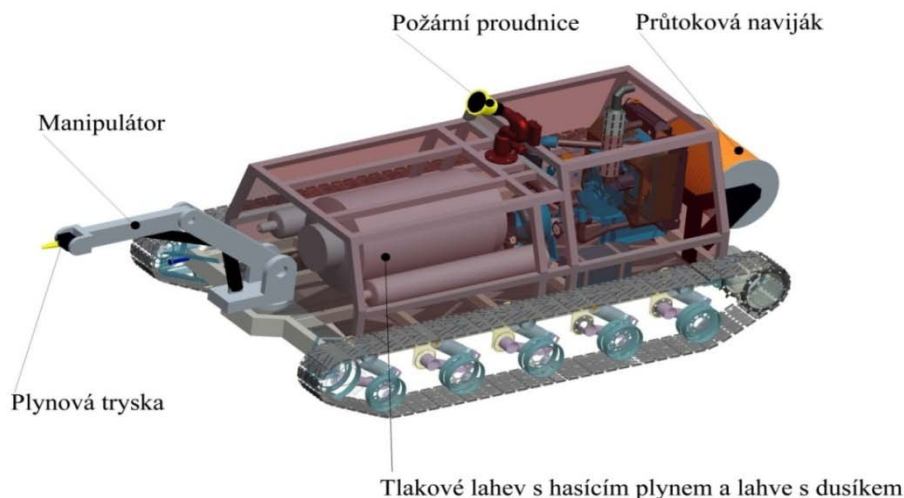
Varianty řešení jsou kombinacemi možných činností, které by mohl požární robot vykonávat. Tyto činnosti jsou uvedeny v kapitole 3.2.2 *Činnosti požárního robotu*.

4.1 Varianty řešení**4.1.1 Varianta 1**

Činnost – hašení vodou, hašení plynem

Tato varianta je kombinací hašení vodou a plynem. Hašení vodou je zde zprostředkováno hasící lafetou a průtokovým navijákem. Hadice musí být napojena na zdroj hasební látky. Robot je vybaven lahví s hasebním plynem DuPont FE36. Lahev má vodní kapacitu 454 kg. Dále zde musí být dvě tlakové lahve B50 s dusíkem, pro super-natlakování plynu. V přední části robotu je umístěn manipulátor, na jehož konci je efektor s plynovou tryskou.

Robot je schopen hasit více druhů požárů dopravit na požářiště velké množství hasebního plynu DuPont FE36.



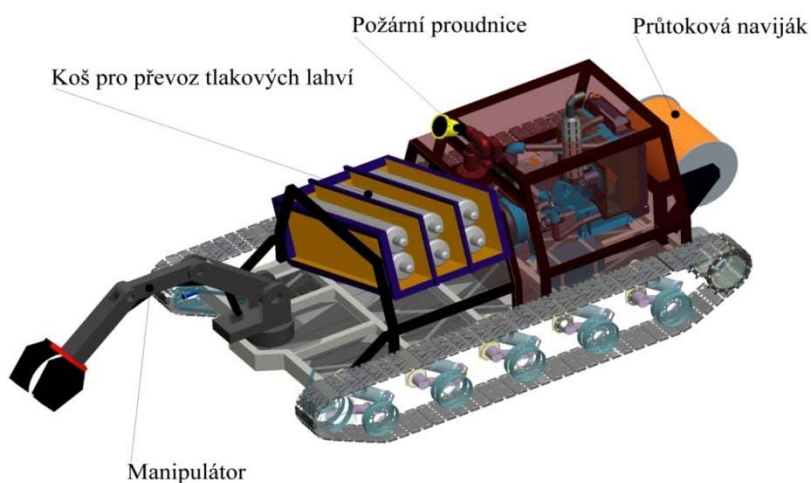
Obr. 9 – Koncept varianty 1

4.1.2 Varianta 2

Činnost – hašení vodou, transport tlakových lahví

Tato varianta je kombinací hašení vodou a transportem tlakových lahví. Hašení vodou je zde zprostředkováno hasící lafetou a průtokovým navijákem. Hadice musí být napojena na zdroj hasební látky. Pro transport tlakových lahví je zde vhodný efektor a hydraulický manipulátor. Pro bezpečný převoz je na robotu umístěn koš rámové konstrukce.

Robot je schopen hasit požár pomocí hasební látky dopravené ze zdroje, dále je uzpůsoben k manipulaci a transportu většího množství tlakových lahví z místa zásahu.



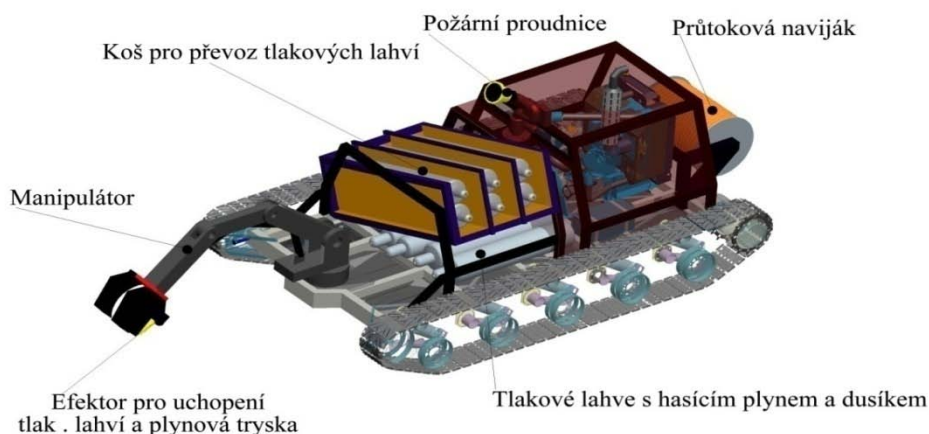
Obr. 10 – Koncept varianty 2

4.1.3 Varianta 3

Činnost – hašení vodou, hašení plynem, transport tlakových lahví

Tato varianta je kombinací hašení vodou, hašení plynem a transportem tlakových lahví. Hašení vodou je zde zprostředkováno hasící lafetou a průtokovým navijákem. Robot je vybaven dvěma lahvemi s hasebním plynem DuPont FE36. Lahev má vodní kapacitu 54 kg. Dále zde musí být dvě tlakové lahve B30 s dusíkem, pro super-natlakování plynu. Pro transport tlakových lahví je zde vhodný efektor (efektor je vybaven plynovou tryskou) a hydraulický manipulátor. Pro bezpečný převoz je na robotu umístěn koš rámové konstrukce.

Robot je schopen hasit více druhů požárů, ale oproti variantě 1 má menší množství hasebního plynu DuPont FE36. Dále je pak schopný převozu tlakových lahví, avšak má menší nosnost v porovnání s variantou 2.



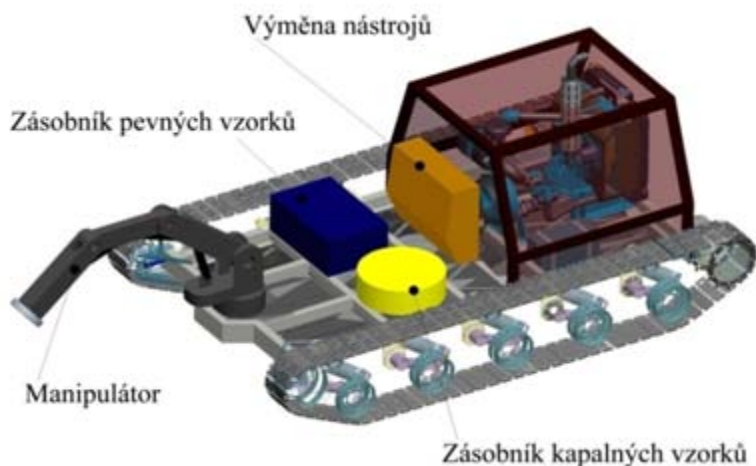
Obr. 11 – Koncept varianty 3

4.1.4 Varianta 4

Činnost – odběr vzorků

V této variantě je robot uzpůsoben pouze odběru vzorků nebezpečných látek. Je vybaven manipulátorem a modulem pro výměnu nástrojů. Tento modul bude obsahovat různé druhy efektorů pro bezpečné odebrání specifické látky. Dále pak musí být na robotu speciální zásobníky pro uložení a převoz odebraných vzorků.

Robot je schopen odběru vzorků v nebezpečném prostředí. Není schopen boje s požárem, slouží jenom jako průzkumný robot. Konstrukce jednotlivých zařízení zásahového subsystému je velice náročná na použití vhodných materiálů.



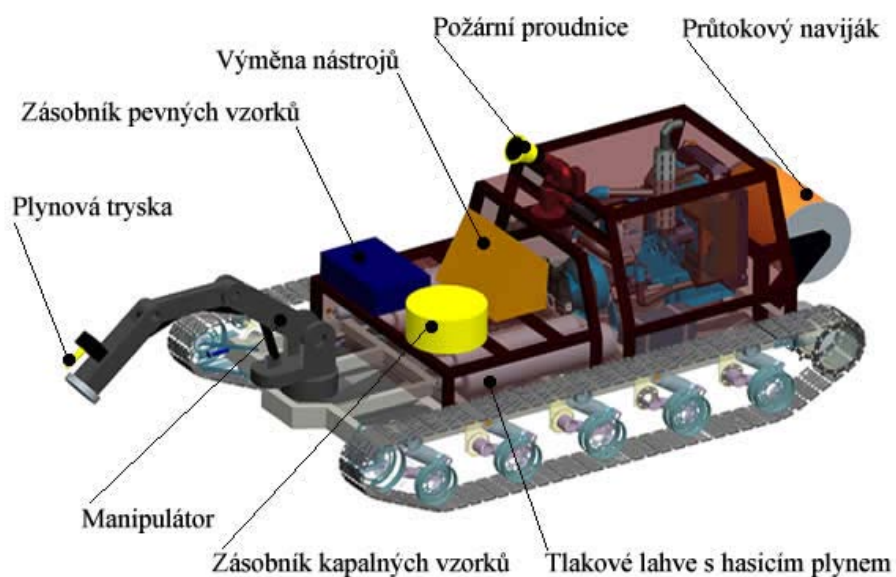
Obr. 12 – Koncept varianty 4

4.1.5 Varianta 5

Činnost – hašení vodou, hašení plynem, odběr vzorků, lehká destrukční činnost

Tato varianta je kombinací předešlých variant, a všechny funkce jsou zajištěny stejným způsobem. Dále zde přibyla činnost lehké destrukce, kde modul pro výměnu efektorů pro bezpečný odběr vzorků obsahuje, nástroje pro lehkou destrukci.

Tento koncept robotu je tedy multifunkční, jelikož dokáže hasit více druhů požárů, odebírat vzorky a lehkou destrukci.



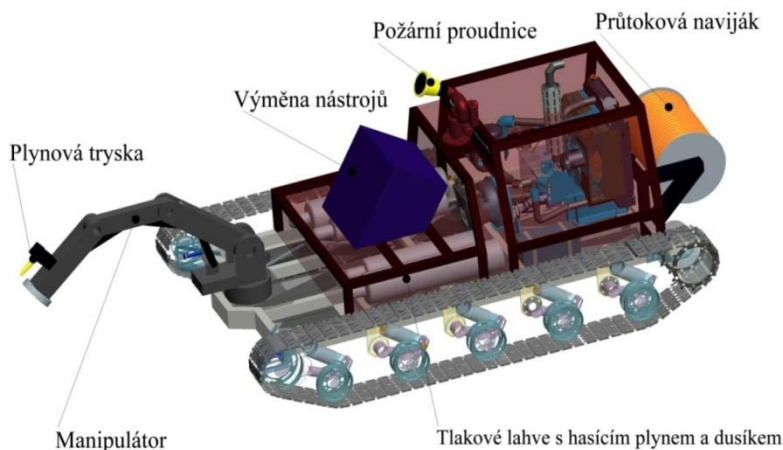
Obr. 13 – Koncept varianty 5

4.1.6 Varianta 6

Činnost – hašení vodou, lehká destrukční činnost

Tato varianta je modifikací varianty 5. Je tedy ochuzená o činnost odběr vzorků. Tento zásah do nástavby radikálně sníží nároky na konstrukci.

Robot tedy bude schopen hašení více druhů požárů, a lehké destrukce.

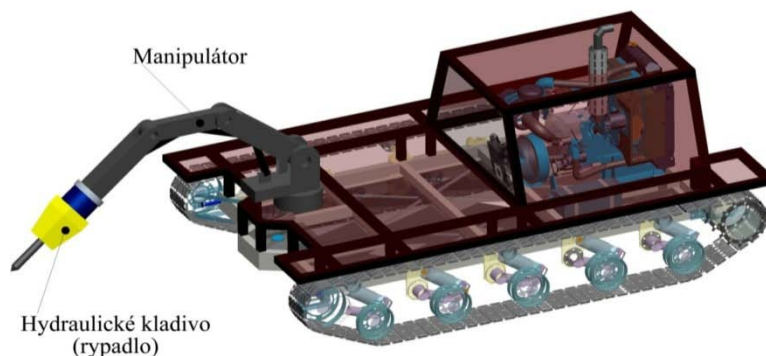


Obr. 14 – Koncept varianty 6

4.1.5 Varianta 7

Činnost – těžká destrukční činnost

V tomto návrhu je robot zaměřen pouze na těžkou destrukční činnost. Robot je vybaven hydraulickým manipulátorem, na který se dají pomocí interfacu připojit různé destrukční nástroje, jako je například hydraulické kladivo, rypadlo či hydraulické nůžky. Pro velké rozměry, hmotnost těchto nástrojů a možnosti padání cizích objemných těles na vnější prostor robotu, není robot vybaven modulem automatické výměny, a proto se tyto nástroje musí upevňovat ručně.



Obr. 15 – Koncept varianty 7

4.2 Hodnotová analýza

Pro výběr optimální varianty byla zvolena Bodovací metoda hodnocení návrhů, a jednotlivým hodnotícím kritériím byl určen koeficient významnosti metodou Porovnávání v trojúhelníku párů. Pro užití této metody byly zvoleny níže uvedené hodnotící kritéria. [5]

Hodnotící kritéria

- K1 - Multifunkčnost** – celkový počet činností, které může robot zastávat (hašení, destrukce, odběr vzorků)
- K2 – Energetická náročnost** – energetickou náročnost přímo ovlivňuje počet zařízení a jejich náročnost na spotřebu energie
- K3 – Náročnost na konstrukci a provoz** – složitost konstrukce na výrobu, použití různých druhů materiálů, přídavné zařízení na bezpečný provoz (odkládací stanoviště pro nebezpečné látky)
- K4 – Bezpečnost** – zajištění bezpečného provozu mobilního robotu a bezpečnosti okolí, s ohledem na správné plnění funkce
- K5 – Pracovní prostor manipulátoru** – dosah manipulátoru
- K6 – Nosnost manipulátoru** – maximální nosnost manipulátoru
- K7 – Pomocná obsluha** – Pomocná obsluha k zajištění všech funkcí robotu
- K8 – Schopnost hašení** – Schopnost hašení různých druhů požárů.

Tyto kritéria byly porovnávány v trojúhelníku párů sedmi vybranými odborníky, pro ukázkou je uvedena tabulka 11. Váha významnosti je volena jako lineární funkce - $q = 0.2 \cdot v + 0,8$. Poté aritmetickým průměrem jednotlivých hodnot od všech odborníků, byly stanoveny koeficienty významnosti všech kritérií. Dále pak byla stanovena bodovací stupnice plnění funkce (Tab. 12) a provedena hodnotová analýza Bodovací metodou hodnocení návrhů (Tab. 13.1, Tab. 13.2).

Porovnávané páry funkcí							Počet voleb v	Významnost q
K1	K1	K1	K1	K1	K1	K1	2,5	1,05
K2	K3	K4	K5	K6	K7	K8		
	K2	K2	K2	K2	K2	K2	4	1,6
	K3	K4	K5	K6	K7	K8		
		K3	K3	K3	K3	K3	0	0
		K4	K5	K6	K7	K8		
			K4	K4	K4	K4	6	2
			K5	K6	K7	K8		
				K5	K5	K5	2	1,2
				K6	K7	K8		
					K6	K6	2,5	1,3
					K7	K8		
						K7	5,5	1,9
						K8	6	2

Tab. 11 – Metoda porovnávání kritérií v trojúhelníku párů

Číslo	Úroveň plnění funkce	Počet bodů
1	vysoká	10
2	nadprůměrná	7
3	průměrná	5
4	podprůměrná	3
5	nízká	1
6	nedostatečná	0

Tab. 12 – Bodovací stupnice plnění funkce

Celkem	Kritérium	q	Varianta 1		Varianta 2		Varianta 3		Varianta 4	
			bia	bia*qi	bia	bia*qi	bia	bia*qi	bia	bia*qi
K1	Počet funkcí	1,528	5	7,64	5	7,64	7	10,69	5	7,64
K2	Energetická náročnost	1,4	7	9,8	5	7	5	7	3	4,2
K3	Náročnost na konstrukci a provoz	1,572	7	11,004	7	11	5	7,86	1	1,572
K4	Bezpečnost	1,886	7	13,202	5	9,43	5	9,43	3	5,658
K5	Pracovní prostor manipulátoru	1,472	3	4,416	7	10,3	7	10,30	10	14,72
K6	Nosnost manipulátoru	1,428	1	1,428	10	14,28	10	14,28	5	7,14
K7	Pomocná obsluha	1,114	3	3,342	5	5,57	5	5,57	10	11,14
K8	Schopnost hašení	1,786	10	17,86	5	8,93	10	17,86	0	0
Celkem				68,69		74,16		83		52,07

Tab. 13.1 – Bodovací metoda hodnocení návrhů

Celkem	Kritérium	q	Varianta 5		Varianta 6		Varianta 7	
			bia	bia*qi	bia	bia*qi	bia	bia*qi
K1	Počet funkcí	1,528	10	15,28	7	10,7	1	1,52
K2	Energetická náročnost	1,4	1	1,4	3	4,2	3	4,2
K3	Náročnost na konstrukci a provoz	1,572	1	1,572	5	7,86	7	11,00
K4	Bezpečnost	1,886	3	5,658	3	5,658	7	13,20
K5	Pracovní prostor manipulátoru	1,472	10	14,72	10	14,72	7	10,30
K6	Nosnost manipulátoru	1,428	5	7,14	5	7,14	7	9,99
K7	Pomocná obsluha	1,114	1	1,11	7	7,798	7	7,79
K8	Schopnost hašení	1,786	5	8,93	7	12,5	0	0
Celkem				55,81		70,57		58,03

Tab. 13.2 – Bodovací metoda hodnocení návrhů

Bodovací metodou hodnocení návrhů vyšlo, že optimální variantou zásahové nástavby požárního robotu je koncepce Varianta 3 (činnost – hašení vodou, hašení plynem, transport tlakových lahví). Avšak při předběžné rozvaze konstrukčního řešení této varianty, byl nalezen závažný problém, který spočíval v omezení celkovou nosností podvozku. Proto byla zvolena v pořadí druhá nejlépe hodnocená koncepce Varianta 2 (činnost – hašení vodou, transport tlakových lahví).

5. Konstrukční návrh transportu lahví

První funkcí, kterou je nutno zajistit je transport tlakových lahví. Pro zajištění bezpečného plnění této funkce je nutné si stanovit objekt manipulace a rozdělit tuto činnost do tří dílčích činností, a zařízení, které tuto funkci budou plnit:

1. uchopení lahve - efektor
2. manipulace s lahví - manipulátor
3. bezpečná přeprava lahve – rámová konstrukce

5.1 Objekt manipulace

Objektem manipulace jsou tlakové lahve různých rozměrů (*Obr. 16*). Na základě údajů dodaných od pracovníka firmy Linde Gas a.s., která je největším dodavatelem technických plynů na českém trhu, byly stanoveny hraniční rozměry nejvíce užívaných typů tlakových lahví (*Tab. 14*).



Obr. 16 – Tlakové lahve

Parametr/Typ	B10	B50
Průměr [mm]	140	230
Délka [mm]	700	1500
Maximální hmotnost [kg]	20	100

Tab. 14 – Parametry největší a nejmenší tlakové lahve

5.2 Konstrukční návrh efektoru

Efektor bude zajišťovat první dílčí činnost – uchopení lahve.

5.2.1 Požadavky na konstrukci efektoru

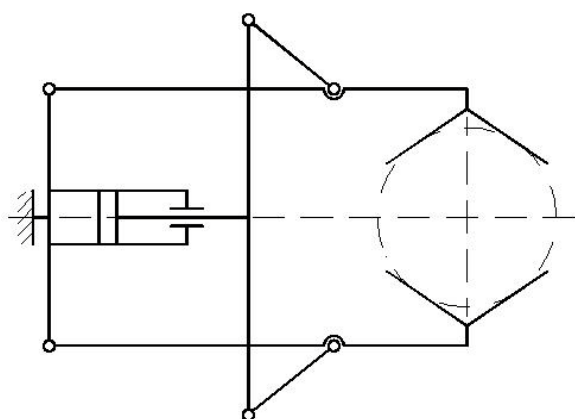
Z důvodu velkých sil musí být uchopení tlakové lahve zajištěno pomocí hydraulických pohonů. Efektor musí být schopen zajistit rotační pohyb s tlakovou lahví, tudíž musí mít 1° volnosti. Ostatní parametry jsou uvedeny v tabulce 15.

Objekt manipulace	Tlaková lahev
Max. hmotnost objektu manipulace [kg]	100
Rozsah průměrů OM [mm]	140 - 22
Rozsah délek OM [mm]	700 - 1500
Maximální vzdálenost nejbližších konců rozevřených čelistí [mm]	300
Zrychlení [m.s^{-1}]	0,1
Pohon	Hydraulický
Počet stupňů volnosti	1° (rotace)

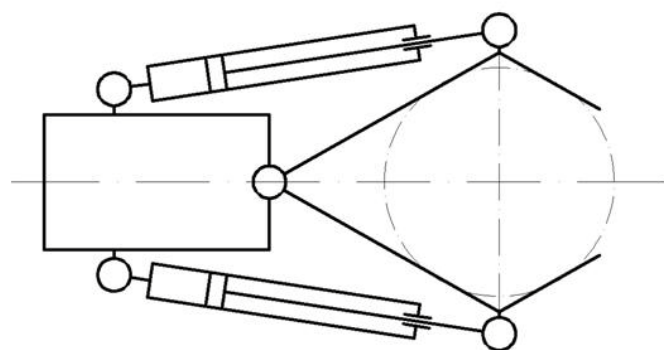
Tab. 15 – Přehled požadavků na efektor

5.2.2 Návrh variant kinematických struktur efektoru

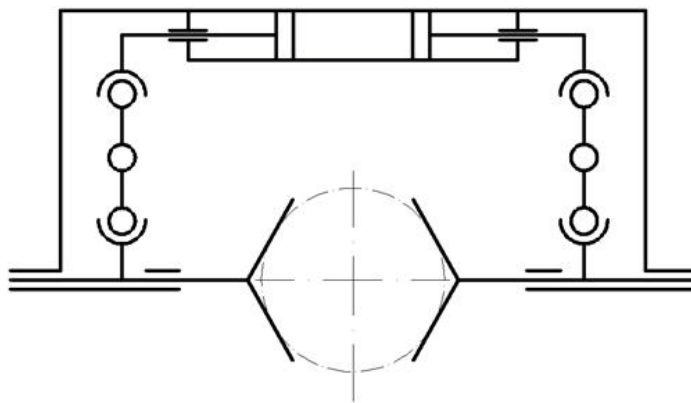
Předběžné koncepce variant efektorů, jsou tvořeny stručnými kinematickými strukturami. Liší se od sebe počtem a umístěním hydraulických pohonů (Obr. 17 - 19).[6]



Obr. 17 – Varianta A



Obr. 18 – Varianta B



Obr. 19 – Varianta C

5.2.3 Hodnotová analýza

Pro volbu optimální varianty byla zvolena metoda technického hodnocení variant podle Kasselringa. U této metody je nejprve nutné určit bodovou stupnici pro hodnocení, která udává stupeň přiblížení k ideální variantě (Tab. 16).

Stupeň přiblížení k ideální variantě	Počet bodů
Velmi dobré (ideální)	4
Dobré	3
Dostatečné	2
Únosné	1
Nevyhovující	0

Tab.16 – Bodová stupnice pro hodnocení

Dále je nutné vybrat technická kritéria pro hodnocení jednotlivých variant efektorů (Tab. 17).

Hmotnost	celková hmotnost efektoru
Složitost konstrukce	náročnost na výrobu efektoru
Energetická náročnost	počet pohonů, spotřeba energie
Pracovní prostor	dostatečný dosah k OM, snadné uchopení OM
Bezpečnost	ochrana pohonů a dalších částí efektoru

Tab. 17 – Technická kritéria

Poté se určí koeficienty významnosti jednotlivých technických kritérií. Kritérium s největší významností má číslo 5 a koeficient s nejnižší významností má číslo 1. Dále se vyplní tabulka technického hodnocení (Tab. 18)

Technické požadavky	Koeficient významnosti	Varianty řešení						Ideální řešení	
		A	A*	B	B*	C	C*	I	I*
Hmotnost	4	2	8	3	12	3	12	4	16
Složitost konstrukce	5	2	10	4	20	2	10	4	20
Energetická náročnost	3	3	9	3	9	3	9	4	12
Pracovní prostor	5	4	20	4	20	2	10	4	20
Bezpečnost	4	2	8	3	12	4	16	4	16
Součet			50		73		57		84
Technická hodnota		0,595		0,869		0,679		1	

Tab. 18 – Tabulka technického hodnocení dle Kasselringa

Zde jsou uvedeny výpočty jednotlivých položek v tabulce technického hodnocení:

Výpočet A*, B*, C*:

$$\begin{array}{lll}
 A_1^* = A_1 \cdot 4 = 2 \cdot 4 = 8 & B_1^* = B_1 \cdot 4 = 3 \cdot 4 = 12 & C_1^* = C_1 \cdot 4 = 3 \cdot 4 = 12 \\
 A_2^* = A_2 \cdot 5 = 2 \cdot 5 = 10 & B_2^* = B_2 \cdot 5 = 4 \cdot 5 = 20 & C_2^* = C_2 \cdot 5 = 2 \cdot 5 = 10 \\
 A_3^* = A_3 \cdot 3 = 3 \cdot 3 = 9 & B_3^* = B_3 \cdot 3 = 3 \cdot 3 = 9 & C_3^* = C_3 \cdot 3 = 3 \cdot 3 = 9 \\
 A_4^* = A_4 \cdot 5 = 4 \cdot 5 = 20 & B_4^* = B_4 \cdot 5 = 4 \cdot 5 = 20 & C_4^* = C_4 \cdot 5 = 2 \cdot 5 = 10 \\
 A_5^* = A_5 \cdot 4 = 2 \cdot 4 = 8 & B_5^* = B_5 \cdot 4 = 3 \cdot 4 = 12 & C_5^* = C_5 \cdot 4 = 4 \cdot 4 = 16
 \end{array}$$

Součty A*, B*, C* a I*:

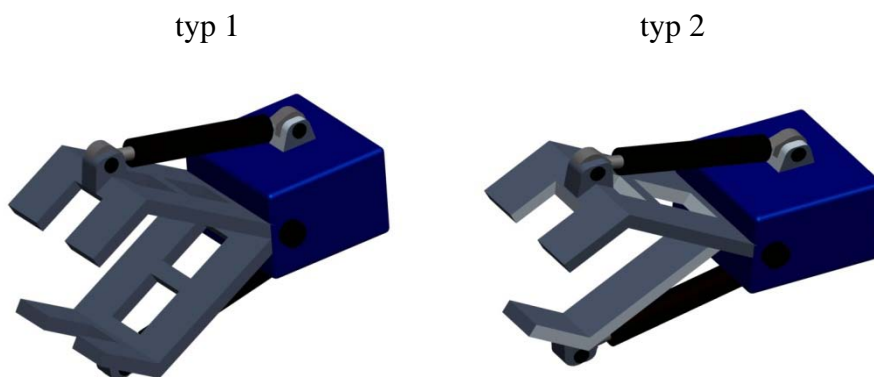
$$\begin{aligned}
 \sum A^* &= A_1^* + A_2^* + A_3^* + A_4^* = 8 + 10 + 9 + 20 + 8 = 50 \\
 \sum B^* &= B_1^* + B_2^* + B_3^* + B_4^* = 12 + 20 + 9 + 20 + 12 = 73 \\
 \sum C^* &= C_1^* + C_2^* + C_3^* + C_4^* = 12 + 10 + 9 + 10 + 16 = 57 \\
 \sum I &= I_1 + I_2 + I_3 + I_4 = 16 + 20 + 12 + 20 + 16 = 84
 \end{aligned}$$

Výpočet technických hodnot TH_i:

$$\begin{aligned}
 TH_A &= \frac{\sum A^*}{\sum I} = \frac{50}{84} = 0,595 \\
 TH_B &= \frac{\sum B^*}{\sum I} = \frac{73}{84} = 0,869 \\
 TH_C &= \frac{\sum C^*}{\sum I} = \frac{57}{84} = 0,679
 \end{aligned}$$

Výsledkem této metody vícekritériálního rozhodování je, že varianta B je optimální variantou pro bezpečné plnění funkce - uchopení. Tato varianta má nejvyšší technickou hodnotu TH_i .

Této variantě byly dále navrženy dva typy uchopovacích čelistí – typ 1 a typ 2 (Obr. 20). Na základě úspěšných předešlých konstrukcí byl zvolen typ 2. Konstrukčně řešena bude tedy varianta B s uchopovacími čelistmi typu 2.

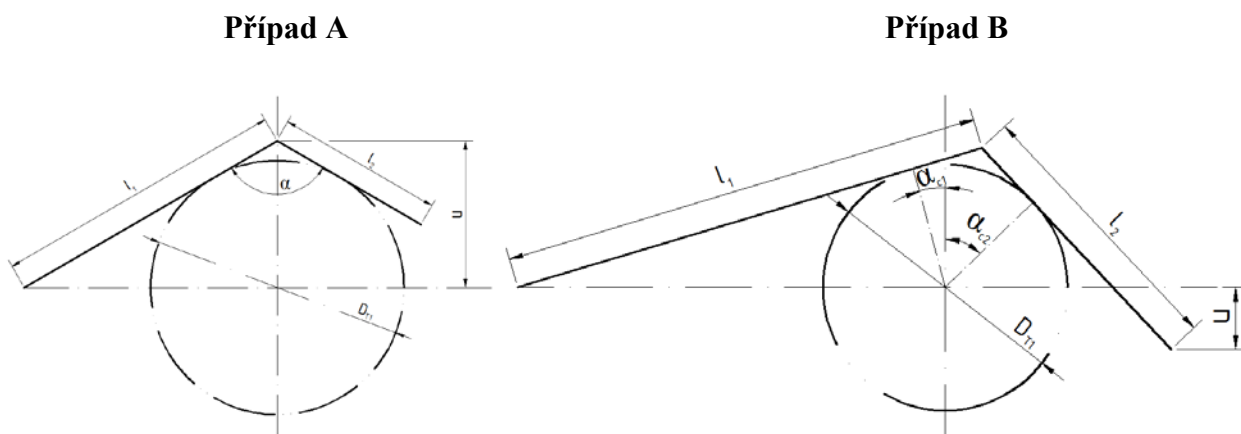


Obr. 20 – Typy čelistí Varianty B

5.2.4 Konstrukční řešení efektoru

Analýza rozměrů uchopovacích čelistí

Základním prvkem, který bude ovlivňovat konstrukci efektoru je objekt manipulace (dále jen OM). OM jsou tlakové lahve, a jejich základní parametry jsou definovány v kapitole 5.1 *Objekt manipulace*. Na základě těchto parametrů bylo vypracováno podrobné kinematické schéma efektoru, a grafickou metodou určeny rozměry uchopovacích čelistí. Na obrázku níže jsou uvedeny kinematické schémata, které reprezentují uchopovací čelisti efektoru. Příklad A znázorňuje polohu čelistí při uchopení tlakové lahve s největším průměrem a naopak Příklad B s průměrem nejmenším. Z obrázku vpravo je patrné, že při sevření objektu manipulace, čelisti do sebe zasahují. Tento prvek je zde zaveden úmyslně, jelikož hrany čelistí zde fungují jako břity nůžek. Této vlastnosti je využito, například pokud jsou tlakové lahve, uzamčeny v skladovací kleci, či svázané řetězem.



Obr. 21 – Kinematická schémata čelistí efektoru

Čelisti efektoru jsou rozděleny na spodní čelist a horní čelisti. Horní čelisti tvoří stejný prvek jako spodní čelist, ale jsou zde dvě vedle sebe, a jsou k sobě připevněny svarovým spojem. Čelisti jsou z materiálu Hardox. Dále jsou v nich šroubovým spojem připevněny prizmatické vložky, které zde slouží pro zvýšení tření mezi těmito vložkami a OM. Celková šířka čelistí byla volena na základě předešlých konstrukcí, a iteračním procesem při výpočtu uchopovací síly.

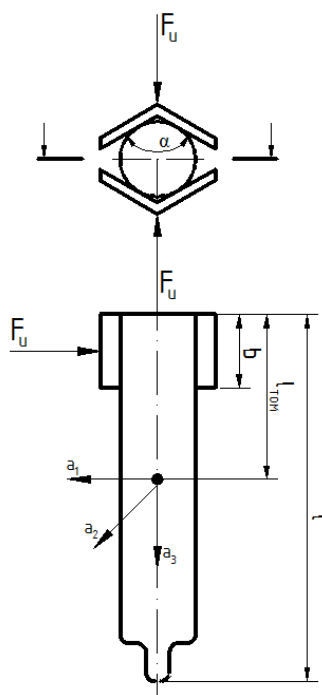
Výpočet uchopovací síly

Nejdůležitějším faktorem pro výpočet efektoru je uchopovací síla, kterou musí efektor vyvinout, aby mohl uchopit OM, a bezpečně s ním manipulovat. Na základě rozměrových parametrů a těchto výše uvedených kinematických schémat, byly stanoveny pro oba hraniční případy uchopovací síly pro bezpečné uchopení a manipulaci s OM. Výpočet uchopovací síly bude vypočten pouze pro Případ A, tedy pro situaci, která nastane, když bude efektor manipulovat s tlakovou lahví s největším průměrem. Nejdříve byla vypočítána bezpečnost efektoru k (1-1), a po té vypočtena potřebná uchopovací síla na jedu čelist F_u (1-2).[7]

$$k = k_1 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 = 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,16 = 2,186 \quad (1-1)$$

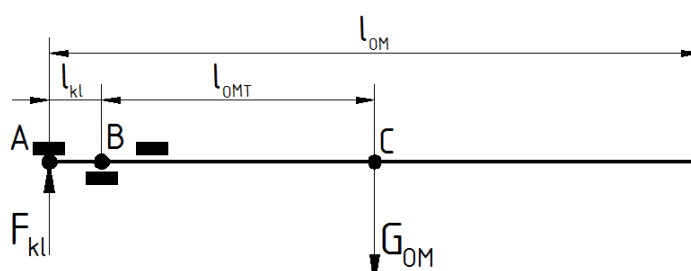
$$F_u := k \cdot m_1 \cdot \left[a_1 \cdot \left(\frac{1}{2} + 3 \cdot \frac{l_{TOM}}{b} \right) + (a_2 + g_1) \cdot \left[\frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{f \cdot \left(1 + \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right)} \right] + a_3 \cdot \left[3 \cdot \frac{l_{TOM}}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot b} \right] \right] \quad (1-2)$$

$$F_u = 2.437 \times 10^3 \quad |N|$$



Obr. 22 – Schéma pro výpočet uchopovací síly

Protože OM je oproti velikosti efektoru poměrně velkých rozměrů, je zde nezbytné zkontrolovat, zdali klopná síla F_{kl} (1-4), vyvozená působením tíhové síly (1-3) z těžiště OM, nepřevyšuje uchopovací sílu F_u (1-2). Na níže uvedeném obrázku je schematicky znázorněn silový rozklad pro výpočet klopné síly F_{kl} . Výsledná síla F_{kl} je počítána v nejnepříznivější situaci, která nastane, pokud je tlaková lahve uchopena za její konec. I přestože zde působí minimální dynamické účinky, je pro zvýšení bezpečnosti síla F_{kl} vynásobena dynamickým koeficientem k_{d1} .



Obr. 23 – Schéma působení sil

$$G_{OM} = m_{OM} \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981 \text{ N} \quad (1-3)$$

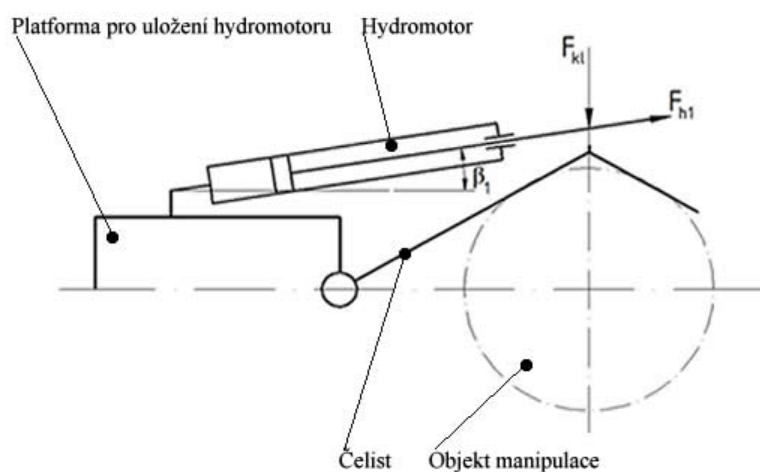
$$F_{kl} = \frac{k_{d1} \cdot G_{OM} \cdot l_{OMT}}{l_{kl}} = \frac{1,1 \cdot 981 \cdot 0,6}{0,15} = 4316 \text{ N} \quad (1-4)$$

$$F_u < F_{kl} \quad (1-5)$$

Z porovnání obou sil (1-5) vyplývá, že pro zabezpečení spolehlivé funkce efektoru, je zapotřebí vyvodit na jednu čelist sílu $F_{kl} = 4316 \text{ N}$.

Nyní je rozvinuto kinematické schéma efektoru o hydromotor (Obr. 24), kde je určena potřebná síla F_{h1} (1-6), kterou tento hydromotor musí vyvinout, aby byla dosažena výše vypočtená uchopovací síla F_{kl} . Tento výpočet je převodovou funkcí mezi silou, kterou musí vyvinout hydromotor a silou, kterou musí působit každá čelist na OM. Parametrem této funkce je úhel β_1 , který je zde volen pro nejnepříznivější polohu hydromotoru, a to při uchopení talkové lahve B50.

$$F_{h1} = \frac{F_{kl}}{\sin(\beta_1)} = \frac{4316}{\sin(13^\circ)} = 19\,186,4 \text{ N} \quad (1-6)$$



Obr. 24 – Schéma působení sil

Návrh hydromotoru

Dalším parametrem, který je nezbytný pro návrh hydromotoru, je jeho zdvih. Tento parametr byl určen kinematickou analýzou v programu ProEngineer $z_1 = 100 \text{ mm}$. Pracovní tlak byl zvolen 100 bar. Pro návržení hydromotoru byl použit program Návrh válce na webových stránkách firmy AHP Merkle GmbH. Vstupními parametry byl pracovní tlak, potřebná síla a zdvih hydromotoru, ten byl odečten s programu ProEngineer. Navržen byl hydromotor HZ 160.63/32/70.07.204.V. E. M2 + Gelenk Si-M24x2. Tyto hydromotory jsou zde použity 2, pro každou čelist jeden. [15]

Návrh rotace efektoru

Z požadavkového listu vyplývá, že efektor musí mít 1° volnosti, a to rotaci kolem horizontální osy. Tuto rotaci bude zajišťovat rotační hydromotor. Jelikož rychlost rotace OM bude velmi nízká, lze při výpočtu zcela zanedbat dynamický moment a rotační hydromotor bude navržen pouze na moment statický, který je počítán horizontální poloze (1-7). Níže uvedená rovnice vychází z obrázku 16.

$$M_{s1} = (l_{OMT} - l_{kl}) \cdot G_{OM} = (0,75 - 0,15) \cdot 981 = 588,6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} \quad (1-7)$$

Pro vyvození výše vypočteného momentu je zvolen hydraulický rotátor společnosti Baltrotors GR30PF (Obr. 25). Rotátor byl také volen z hlediska jeho vnějších tvarů a rozměrů, aby mohl být snadno zakomponován do celkové konstrukce efektoru. [16]



Obr. 25 – Rotátor GR30PF

Rozsah pohybu [°]	360
Maximální statické axiální zatížení[kN]	30
Maximální dynamické axiální zatížení [kN]	15
Moment při 250 bar[Nm]	900
Váha [kg]	24

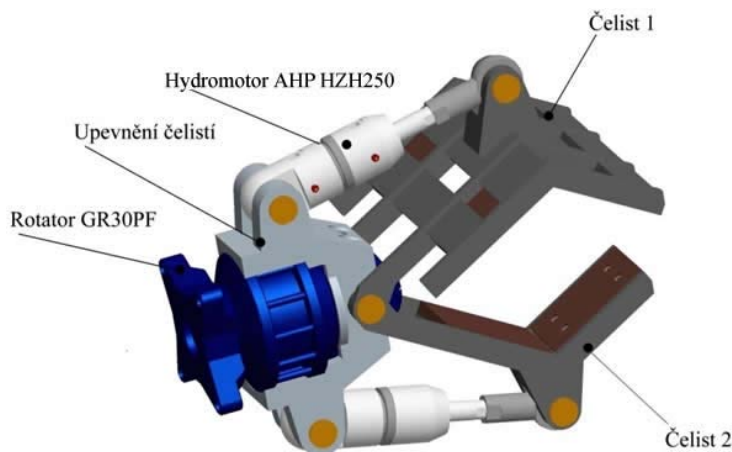
Tab. 19 – Technické parametry GR30PF

Popis konstrukce efektoru

Uchopení OM zajišťují dvě čelisti s prizmatickými vložkami, uchopovací síla je vyvozena hydromotory AHP HZH 250, rotace OM je vyvozena rotátorem GR 30PF. Spojení jednotlivých prvků je provedeno pomocí upevňovací platformy, ke které je šroubovým spojem připevněn rotátor GR30PF. K této platformě je také možné z jedné strany připevnit konzoly, kde může být dle potřeby připevněna kamera či jiný senzor. Všechny části, které se vůči sobě pohybují, v tomto případě vykonávají rotační pohyb, jsou k sobě připevněny čepovým spojem. V tabulce 22 jsou uvedeny základní parametry navrženého efektoru.

Hmotnost [kg]	75
Nosnost [kg]	100
Pracovní tlak [bar]	100

Tab. 20 – Technické parametry efektoru



Obr. 26 – Efektor pro manipulaci s tlakovými lahvemi

5.3 Konstrukční návrh hydraulického manipulátoru

Manipulátor bude zajišťovat dílčí činnost – manipulace s objektem OM. Výkonovou část budou tvořit hydromotory, protože OM má vyšší rozměrové a hmotnostní parametry, a na již navrženém podvozku je zdroj hydraulického tlaku. V tabulce níže je uveden požadavkový list, se základními požadavky, které musí hydraulický manipulátor splňovat.

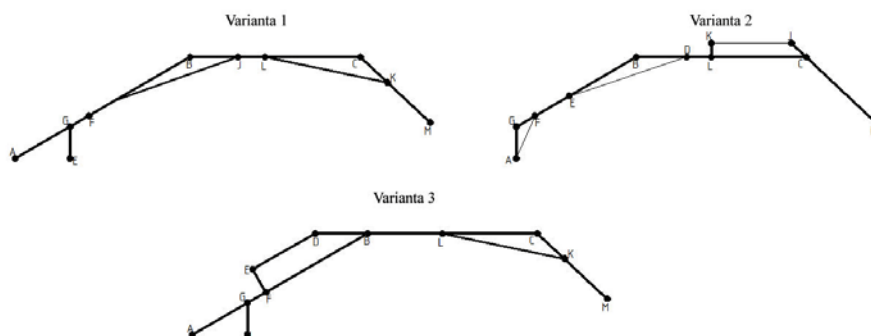
Počet stupňů volnosti[°]	4
Typ pohonů	hydraulický
Rychlost [m.s^{-1}]	0,1
Minimální horizontální dosah [mm]	1800
Minimální vertikální dosah [mm]	1500
Nosnost [kg]	200

Tab. 21 – Požadavkový list hydraulického manipulátoru

5.3.2 Návrh variant kinematických struktur manipulátoru

Výběr variant proběhl dle šetření pracovního prostoru manipulátoru. Pracovní prostor při tomto výběru zahrnoval maximální a minimální dosahy, kinematického modelu jednotlivých variant, kde byl brán také zřetel na velikost zastavěného prostoru, a možné kolizi s dalšími předběžně navrženými prvky zásahové nástavby. Toto šetření bylo provedeno v programu ProEngineer. Na obrázku níže jsou uvedeny tři varianty možných kinematických struktur. Tyto varianty se v zásadě liší pouze umístěním hydromotorů, což ovlivňuje jejich energetickou náročnost, silovou interakci mezi

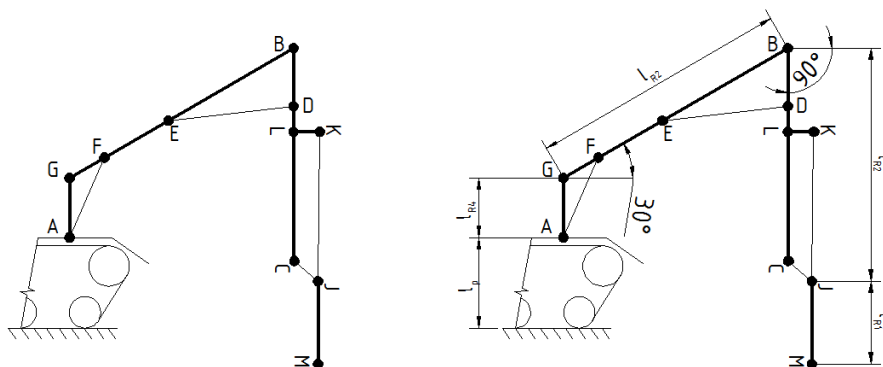
jednotlivými prvky systému a výše zmíněný pracovní a kolizní prostor. S ohledem na tyto skutečnosti byla vybrána kinematická struktura Varianta č. 2.



Obr. 27 – Kinematická schémata hydraulického manipulátoru

5.2.3 Konstrukční řešení vybrané varianty

Nejdříve byla provedena rozměrová analýza ramen s využitím kinematické schématu (Obr. 28 – pro přehlednost jsou zde obrázky dva, z nichž jeden slouží k definování jednotlivých prvků kinematické struktury) a následný iterační výpočet jednotlivých ramen. Vzorec (5-7) slouží pro kontrolu správnosti délek všech ramen. Levá strana rovnice uvádí výšku bodu B od roviny vzdálené 300 mm pod úroveň podvozku, a pravá strana představuje celkovou dosaženou délku sloučením délek ramene 1 a 2. Zde bylo vycházeno z toho, aby efektor, upevněný na konci hydraulického manipulátoru, byl schopen odebrat tlakovou lahve z hloubky 300 mm pod úroveň robotu. Ve skutečnosti dokáže takto navržený manipulátor odebrat láhev s hloubky 300 mm plus poloměr odebírané tlakové lahve. Výsledky rozměrů ramen jsou uvedeny v tabulce 22, zde jsou již uvedeny skutečné rozměry po optimalizaci. Hodnota délky ramena 1 je složena s délkou efektoru a ramene 1, protože rameno 1 zde plní především funkci třetího stupně volnosti, a jeho délka je velice malá.



Obr. 28 – Schéma pro určení délek ramen grafickou metodou

Rameno 1	581
Rameno 2	1100
Rameno 3	920
Rameno 4	397

Tab. 22 – Rozměry ramen hydraulického manipulátoru

$$(l_{R4} + l_{R3} \cdot \sin(30^\circ)) + l_p + 300 \leq l_{R2} + l_{R1} \quad (5-7)$$

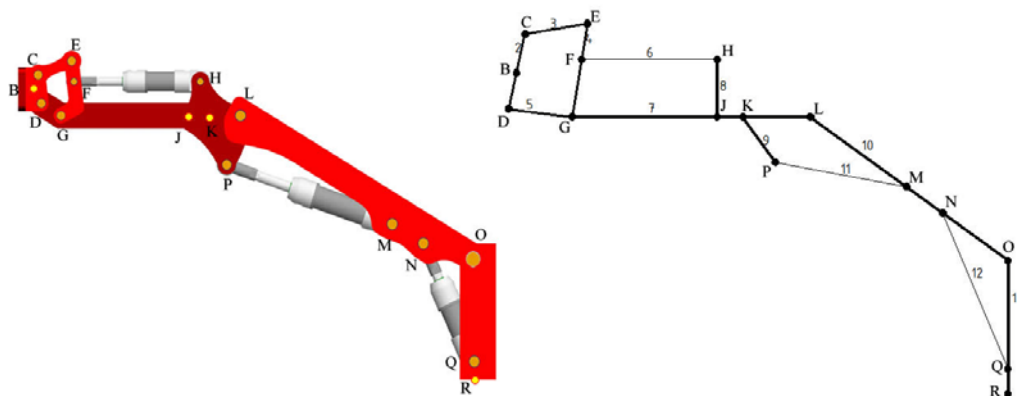
$$(397 + 920 \cdot \sin(30^\circ)) + 500 + 300 \leq 1100 + 581$$

$$1657 \text{ mm} \leq 1681 \text{ mm}$$

Jelikož výsledná hodnota pravé strany rovnice (5-7) je větší o 24 mm než rovnice levé, dokáže tedy manipulátor s efektozem odebrat lahve z hloubky 324 mm (plus poloměr odebírané lahve) pod úroveň podvozku.

Předběžný návrh profilů ramen

Na základě inspirace předešlými úspěšnými konstrukcemi hydraulický manipulátorů, a rozměrů ve výše uvedené tabulce byl proveden konstrukční návrh celého manipulátoru. Materiál ramen byl použit Weldox 700.[17] Nejdříve byla staticky uvolněna celá soustava (Obr. 29 – pro lepší orientaci je uvede také obrázek již dokončeného manipulátoru), a vypočteny potřebné reakce sil (Tab. 23). Postup kompletního výpočtu je uveden v příloze č. 1.



Obr. 29 – Zjednodušené rozdělení prvků manipulátoru pro statické uvolnění

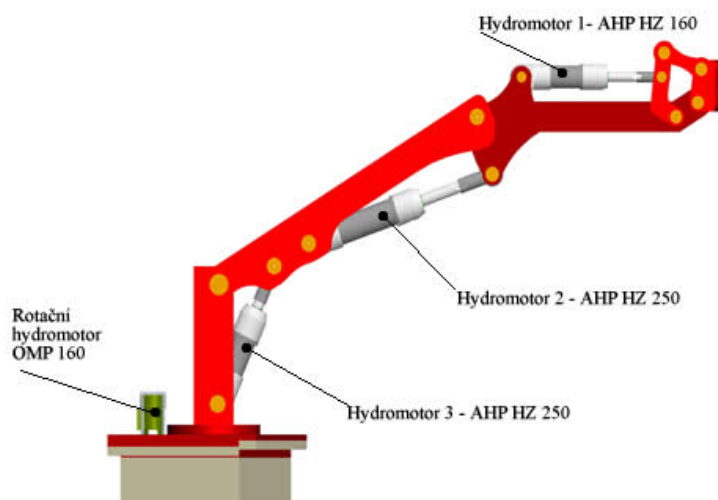
Síla	Složka x [N]	Složka y [N]	Výsledná síla [N]
R ₂₃	3464	1329,69	4081,5
R ₄₃	-3464	-1359,4	4093,3
R ₂₅	2303	1329,69	2925,2
R ₄₅	2303	1349,31	2936,1
R ₄₆	7767	3645,73	9438,1
R ₆₈	-7767	-3730,8	9478,2
R ₇₈	-3700,4	-7767	9463,8
R ₇₋₁₀	3179	2438	4406,9
R ₇₉	7767	-5304	10345,8
R ₉₋₁₁	7767	5004,57	10163,7
R ₅₇	-2303	-1349,4	2936,1
R ₁₀₋₁₁	-7767	5181,15	10270,2
R ₁₀₋₁₃	4851	15471,1	17835,2
R ₁₀₋₁₂	-3025	-13020	14703,5
R ₁₂₋₁₃	3025	12870	14542,8
R	18500	28 500	37375,7

Tab. 23 – Reakce sil působících v manipulátoru

Pro správný výpočet výše uvedených reakcí je nezbytné, aby byly zároveň s tímto výpočtem kontrolovány ramena na dovolené napětí v ohybu a tak optimalizovaný jejich profil. Nejprve tedy byly navrženy předběžné profily, a následně byly kontrolovány v programu ProEngineer Mechanica Structure (Příloha č. 7).

Návrh hydromotorů

Aby byla zajištěna správná funkce, byly manipulátory zařazeny 4 hydromotory – 3 lineární (pohyb jednotlivých ramena) a 1 rotační (rotace celého manipulátoru) (Obr. 30).



Obr. 30 – Rozmístění hydromotorů

Lineární hydromotory

Pro navržení všech hydromotorů byl použit program Návrh válce na webových stránkách firmy AHP Merkle GmbH. Tento program umožňuje navrhnout hydromotor a jeho příslušenství. Vstupními parametry jsou: zdvih, pracovní tlak a potřebná síla, kterou musí hydromotor vyvinout (Tab. 24). Zdvih hydromotorů byl odečten z modelu v programu ProEngineer. Všechny hydromotory jsou vybaveny tlumením a těsněním Viton, které odolává vysokým teplotám až 180 °C. Všechny hydromotory jsou upevněny v zadní části pomocí otočného oka v pouzdře a v přední části pomocí kloubu GI. [15]

Vstupní parametr	Hydromotor 1	Hydromotor 2	Hydromotor 3
Potřebná síla [kN]	9,5	10,3	14,7
Zdvih[mm]	100	230	180
pracovní tlak[bar]	100	100	100

Tab. 24 – Vstupní parametry lineárních hydromotorů

V tabulce 25 jsou typy hydromotorů, které byly zvoleny, a na obrázku 30 pak jejich reálný vzhled.

Hydromotor 1	HZ 160.40/20/150.07.204.V. E. M2
Hydromotor 2	HZ 250.50/32.07.204.230.V. E. M2
Hydromotor 3	HZ 250.50/32.07.204.180.V. E.M2

Tab. 25 – Navržené lineární hydromotory



Obr. 31 – Lineární hydromotory HZ 160 a HZ 250

Rotační hydromotor

Celkový moment M_C (5-8), na který bude rotační hydromotor navržen, je složen z dynamického momentu M_D , jež nastane při rotaci manipulátoru a statického momentu M_S , který vznikne při naklonění robotu. Jelikož v parametrech u zadaného podvozku nebyl uveden maximální možný příčný náklon podvozku, tak byl zvolen $\delta = 10^\circ$. Výsledná síla, z které byl vypočten statický moment, se tedy rovná složce tíhové síly celého manipulátoru, která působí pod úhlem naklonění robotu δ . Moment setrvačnosti $J_H = 160 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ byl odečten z programu ProEngineer. Jelikož rychlost rotačního pohybu je velice malá (požadavek na rychlost pohybu OM je $v = 0,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), je voleno úhlové zrychlení $\varepsilon = 0,1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$.

$$M_C = \frac{M_D + M_S}{\eta} = \frac{J_H \cdot \varepsilon + m_M \cdot g \cdot \sin 10^\circ \cdot l_{mt}}{\eta} = \frac{160 \cdot 0,1 + 430 \cdot 9,81 \cdot \sin 10^\circ \cdot 1,2}{0,9} = 900 \text{ Nm} \quad (5-8)$$

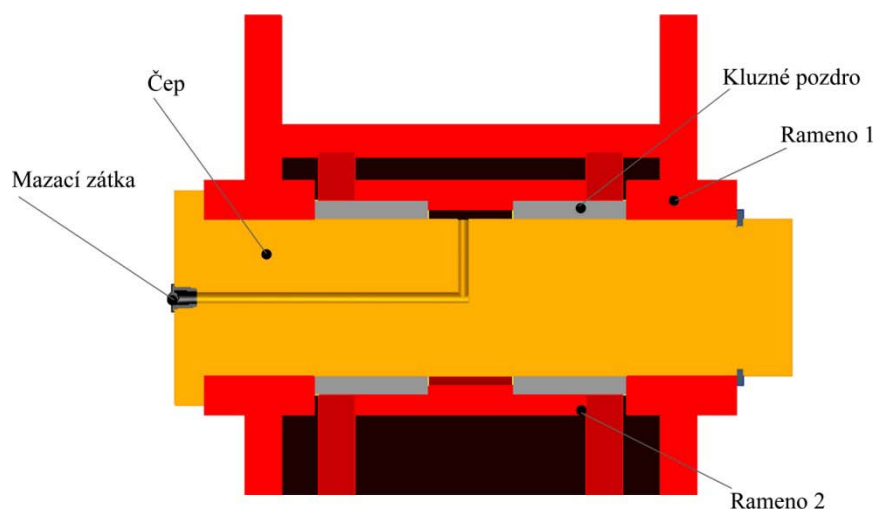
Převod krouticího momentu z hřídele hydromotoru na podstavu manipulátoru, byl navržen především s ohledem na minimalizování rozměrů. Ve spolupráci s katalogem firmy SauerDanfos a programem MitCalc, byl navržen rotační hydromotor OMP 160 a ozubené soukolí s převodovým poměrem $i_p = 3,15$. (viz příloha č. 3 a č. 6) [18]



Obr. 32 – Rotační hydromotor OMP 160

Uložení ramen a lineárních hydromotorů manipulátoru

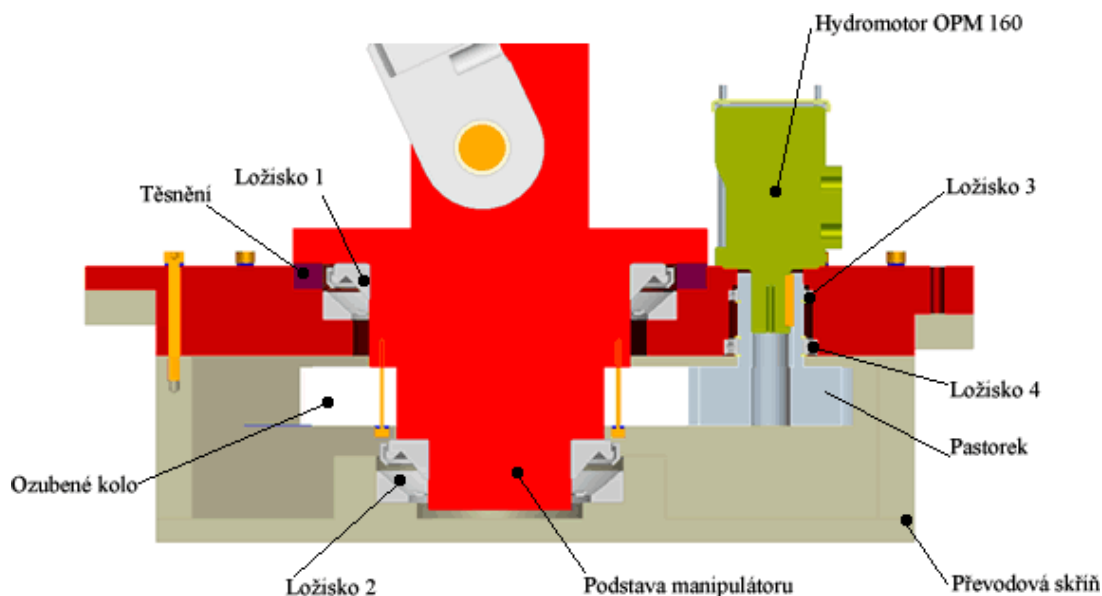
Všechny ramena a lineární hydromotory jsou uloženy obdobně, jako je uvedeno na obrázku 33. Vždy se jedná o čepový spoj. Čep je zde osazen mazací zátkou a má v sobě díru pro snadný přístup maziva k třecím plochám. V části ramene, která zde představuje táhlo tohoto spojení, je vsazeno kluzné pouzdro, hydromotory jsou kluzným pouzdem vybaveny již z výroby. Kontrola všech spojení je uvedena v příloze č. 2.



Obr. 32 – Uložení ramen a hydromotorů

Uložení rotačního hydromotoru

Na obrázku níže je znázorněno uložení rotačního hydromotoru a zároveň i uložení celého manipulátoru v převodové skříni. Takto uložený manipulátor se pak šroubovými spoji připevní na přední část podvozku (Obr. 34 a příloha PTA046_000). Hřídel s ozubeným pastorkem zkontrolována v příloze č. 4, kontrola ložisek je uvedena v příloze č. 5.



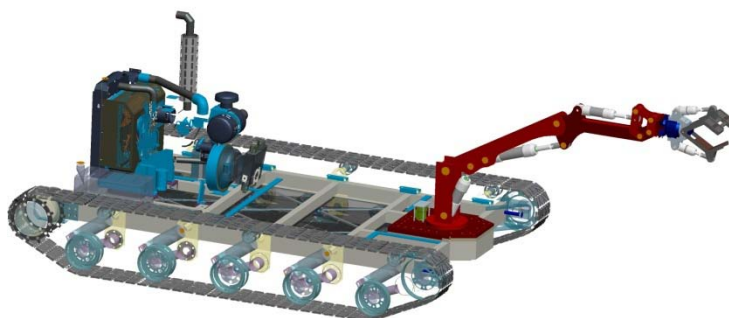
Obr. 34 – Uložení rotačního hydromotoru a celého manipulátoru

Výsledné parametry manipulátoru

V tabulce jsou popsány hlavní parametry hydraulického manipulátoru. Pracovní prostor manipulátoru je znázorněn v příloze PTA046_000.

Minimální horizontální dosah [mm]	
Minimální vertikální dosah [mm]	
Dosah pod úroveň podvozku [mm]	357
Hmotnost [kg]	356
Nosnost [kg]	200
Pracovní tlak pohonů [bar]	100

Tab. 26 – Výsledné parametry hydraulického manipulátoru



Obr. 35 – Umístění manipulátoru na podvozku robotu

5.3 Konstrukční návrh koše na přepravu tlakových lahví

5.3.1 Specifikace požadavků

Pro bezpečnou přepravu lahví je navržena rámová konstrukce, do které se při zásahu budou tlakové lahve ukládat. Pro všechny úkony s láhvemi jsou stanovena pravidla. Jejich dodržování garantuje dostatečnou míru bezpečnosti pro uživatele. Základním pravidlem je, aby nedošlo k ohrožení zdraví či života člověka. Proto se musí brát zřetel na bezpečnou manipulaci s lahvemi. Dojde-li k úniku hořlavého plynu z láhve v důsledku nedotažení láhvého ventilu, hořlavý plyn vytváří hořlavou a výbušnou směs. Není-li iniciován, rozptýlí se. Pokud dojde k jeho iniciaci, nastane explozivní shoření nebo výbuchu.

Hlavními faktory, které ovlivnily požadavky na úložný prostor pro tlakové lahve, byly bezpečná přeprava, minimální rozměry a minimální hmotnost. Mezi technické požadavky v tabulce 27 je nutné zařadit ještě 2 požadavky na bezpečnost: nesmí hrozit vypadnutí lahve a při přepravě nesmí být lahve v horizontální poloze (plyny propan, acetylen a CO₂).

Délka [mm]	1150
Šířka [mm]	1672
Výška [mm]	1000
Hmotnost [kg]	200
Počet lahví typu B50 [ks]	6

Tab. 27 – Požadavky na koš pro přepravu tlakových lahví

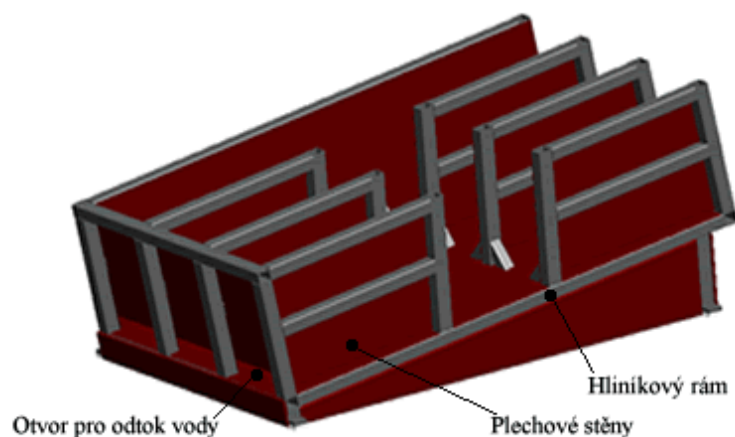
5.3.1 Konstrukční řešení

Konstrukční řešení se skládá ze svařené rámové konstrukce, ke které jsou nýtovým spojem připevněny plechové stěny. Materiál rámové konstrukce je hliník, a to z důvodu minimalizování hmotnosti celého úložného koše. Celá konstrukce je navržena ve sklonu pod úhlem 8°, což plně dostačuje k bezpečnostním požadavkům na eliminaci vypadnutí lahve a na zákaz přepravy lahví v horizontální poloze. Ve středu koše je otvor pro bezpečné odkládání lahví pomocí manipulátoru. Dosažené parametry celé konstrukce jsou uvedeny v tabulce 28. Dále pak jsou vytvořeny funkční otvory ve stěnách v nižší části přepravního koše, a to z důvodu rychlého odtékání potencionálního objemu vody z tohoto prostoru. Na obrázku 36 je popsána

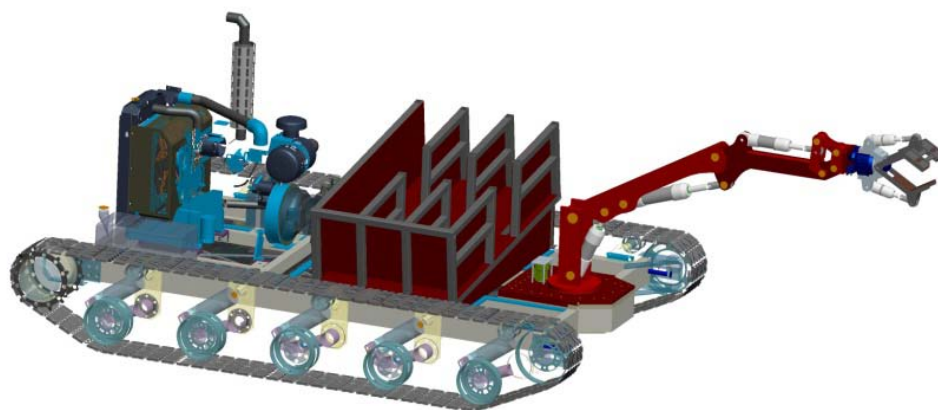
konstrukce přepravního koše. K podvozku robotu je koš připevněn šroubovým spojem (Obr. 36), detailní zobrazení viz příloha PTA046_000.

Délka [mm]	1010
Šířka [mm]	1672
Výška [mm]	856
Hmotnost [kg]	155
Počet lahví typu B50 [ks]	6

Tab. 28 – Technické parametry přepravního koše na tlakové lahve



Obr. 36 – Konstrukce přepravního koše



Obr. 37 – Umístění přepravního koše na podvozku robotu

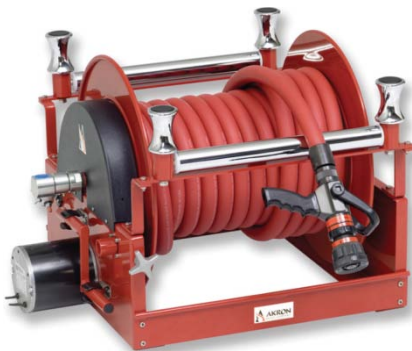
6. Konstrukční návrh hasicího subsystému

6.1 Definování základních prvků hasicího subsystému

Požadavky na hasicí subsystém jsou dané zejména celkovou nosností robotu, která je 1500 kg. Z tohoto důvodu není možné, aby nástavba robotu obsahoval vlastní zdroj hasicího média. Robot tedy bude připojen na zdroj tlakové vody pomocí průtokového navijáku ERWB. Na tomto navijáku bude navita vysokotlaká hadice Stabilo Star G25, která bude potrubním systémem spojena s hasicí lafetou Vulcan RF.

Průtokový naviják ERWB

Tento naviják je vybaven elektrickým pohonem, který ovládá rotační pohyb navijáku. Napájecí napětí tohoto pohonu je 12 V, což plně vyhovuje požadavků na napájecí napětí na mobilním robotu. Maximální možný tlak hasicího média, které bude procházet navijákem je 400 barů. Naviják má hmotnost 53kg a dokáže pojmout 100 m hadice Stabilo-Star G25. [19]



Obr. 38 – Průtokový naviják AKRON BRASS Company ERWB

Hasicí lafeta Vulcan RF

Tato hasicí lafeta má 2° stupně volnosti. Elektropohony zajišťující pohyb jsou řízeny bezdrátově Wirelles (W.E.T). Elektromotory jsou napájeny 12 V. Bezdrátová komunikace je plně funkční až na 400 m. Celé zařízení váží 12 kg.[19]



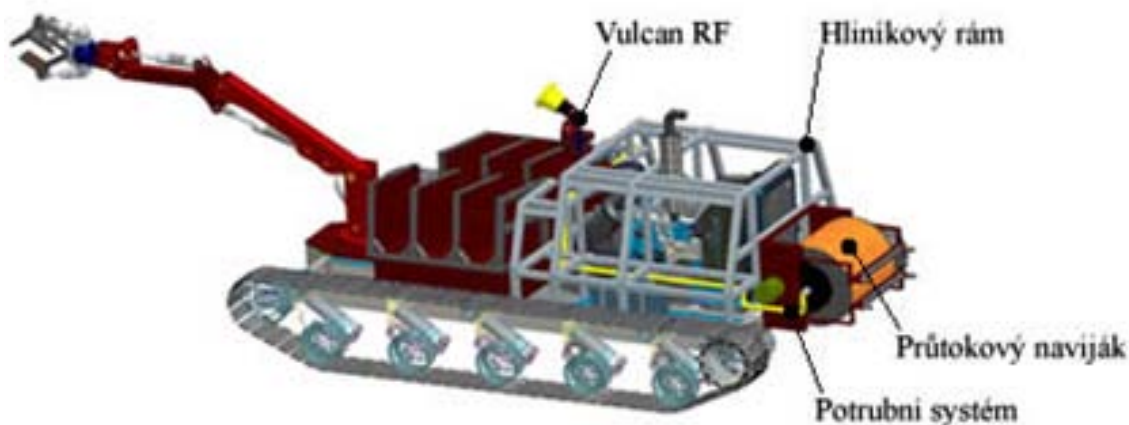
Obr. 39 – Hasící lafeta AKRON BRASS Company – Vulcan RF

Požární vysokotlaká Hadice Stabilo-Star G 25

Hadice je vyrobena z polyesterové tkaniny s opěrnou šroubovicí, s vnitřním pogumováním a vnější povrchovou úpravou polyuretanem. Vnější povrch je proveden v jasně oranžové barvě. Konce hadice jsou opatřeny závitovými koncovkami. Hadice je tvarově stálá, nízká hmotnost a vysoká pružnost umožňují snadnou manipulaci. Hadice vykazuje mimořádně vysokou odolnost proti oděru. [20]

6.2 Konstrukční řešení hasícího subsystému

S ohledem na zastavěnou plochu a minimalizování vnějších rozměrů byla navržena hliníková rámová konstrukce, ke které jsou šroubovými spoji upevněny části hasícího subsystému. Hasící lafeta Vulcan RF je připevněna v přední části a v takové výšce, aby byla minimalizovaná celková výška robotu. K zadní části rámu je pak šroubovým spojením připojen průtokový naviják ERWB, a tyto dva prvky jsou propojeny potrubním vedením, které je objímkami připevněno k rámu. Z důvodu nedostatku detailních informací o způsobu připojení průtokového navijáku ERWB a lafety Vulcan RF, je v konstrukčním řešení vyznačen pouze prostor, kterým bude tažen potrubní systém. Obrázek 40 znázorňuje, v jakých místech jsou připojeny jednotlivé části hasícího subsystému, detailnější informace jsou v příloze PTA046_000.



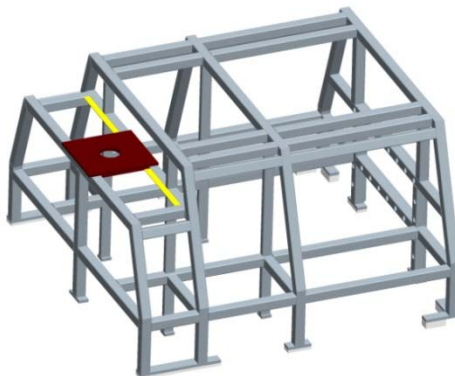
Obr. 40 – Umístění hasícího subsystému na podvozku robotu

Dostřik při tlaku 250 bar	
Plný proud [m]	22
Tříštěný [m]	15

Tab. 28 – Technické parametry hasícího systému

7. Konstrukční návrh krytů robotu

Při navrhování krytů mobilního robotu, byl brán zřetel především na vytvoření prostoru pro řídicí systém robotu a dalšího možného vybavení (nádrž s hydraulickou kapalinou, přídavná baterie atd.). Dále při konstrukčním návrhu bylo postupováno tak, aby byl zakryt motor robotu. Výchozím prvkem celého systému je hliníkový rám (Obr. 41), který se přes silonové podložky připevňuje šroubovým spojem k podvozku. Materiál rámu byl zvolen vzhledem k minimalizování celkové hmotnosti robotu.

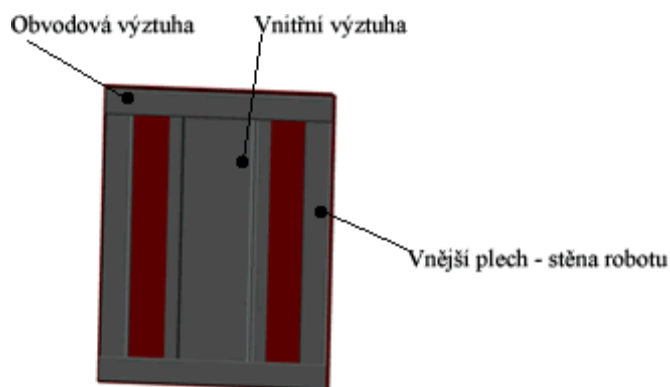


Obr. 41 – Hliníkový rám

K tomuto rámu jsou šroubovými spoji připevněny plechové lišty a vnější a vnitřní stěny (v rámu jsou technologické otvory pro snadné připevnění všech lišt a stěn).

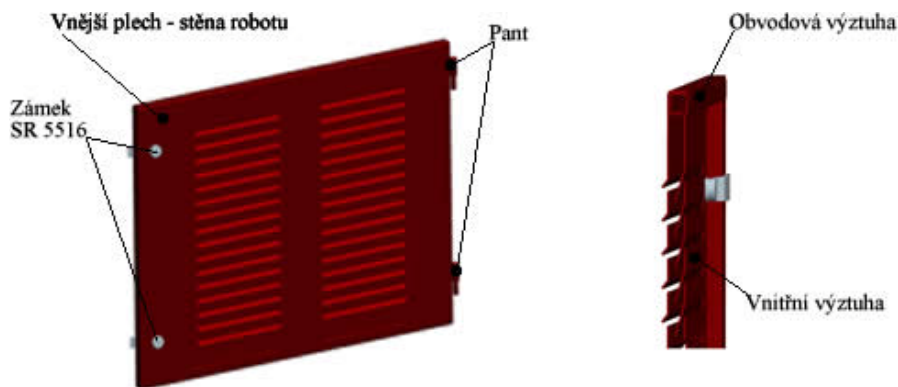
7.1 Vnější stěny plechového krytování

Všechny vnější stěny jsou stejné konstrukce (Obr. 42). Tvoří je vnější plech o tloušťce $t_p = 2$ mm, ke kterému je z důvodu snadné montáže připevněna svarovým spojem obvodová výztuha s přivařenými maticemi M6, a vnitřní výztuha. Vnitřní výztuha je připevněna děrovým svarovým spojem. Těmito vnějšími stěnami je také obložen motor robotu, na stranách těchto stěn je připevněna textilie Keramtem, která odolává teplotám až 650° .



Obr. 42 – Vnější stěna robotu

Z důvodu snadného přístupu k vytvořeným vnitřním prostorům, jsou navrženy v krytování robotu 4 dveře. Dveře jsou tvořeny vnějším plechem, obvodovými a vnitřními výztuhy (Obr. 43).



Obr. 43 – Dveře robotu a detailní pohled na vnitřní labyrint proti vniknutí vody

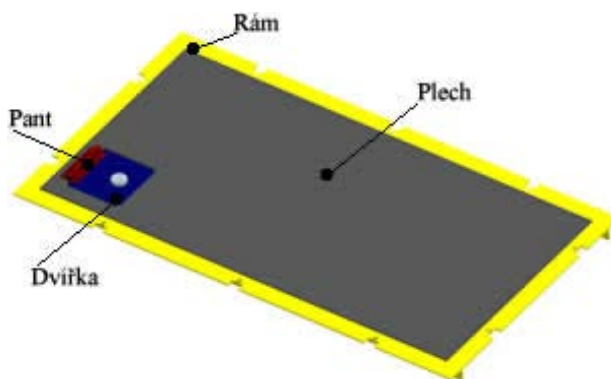
Zde je nutné, aby ve dveřích byly otvory pro dostatečnou cirkulaci vzduchu v prostorech pro řídicí systém, avšak nesmí do těchto prostorů téci voda. Tento problém může být řešen vhodným plechovým labyrintem mezi vnější stěnou a vnitřní výztuhou, kde voda zteče po stěně do spodní části dveří, a otvorem vyteče z tohoto vnitřního prostoru dveří ven. Tento problém se dá také řešit vloženým prvkem, který bude mít pro tento problém požadované vlastnosti (voděodolnost a vzduchová propustnost). Dveře jsou zavěšeny na pantech a jsou opatřeny cylindrickým zámkem MOSS SR 5516 (Obr. 44). [21]



Obr. 44 – Zámek MOSS SR 5516

7.2 Vnitřní stěny plechového krytování

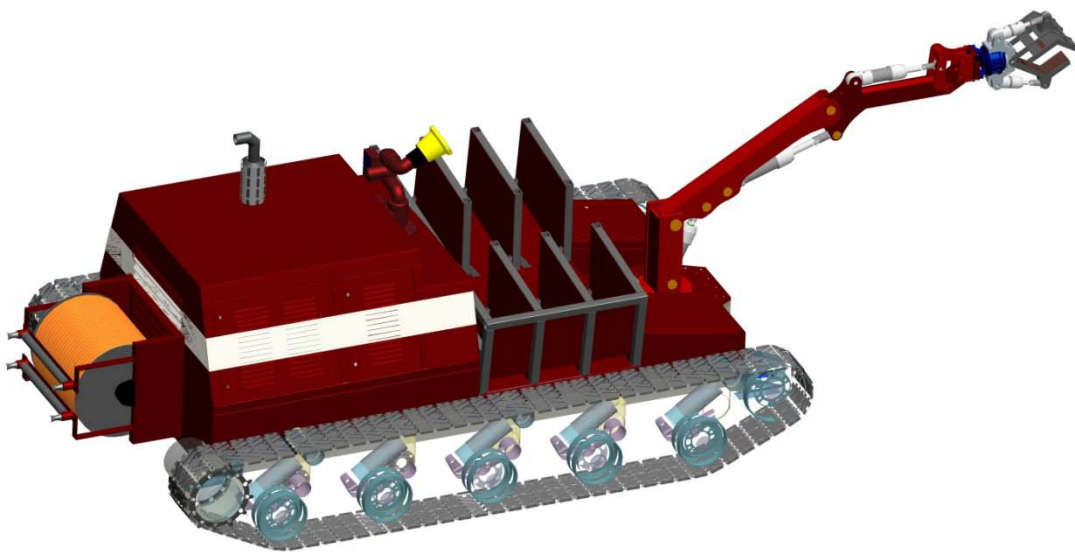
Vnitřní stěny, které zároveň tvoří plochu pro připevnění řídicího systému a dalšího vybavení, se skládají z rámu z T-profilů, potřebných výztuh a nosného plechu. Plech je připevněn k rámu nýtovým spojem. V rámu této stěny a v části hlavního hliníkového rámu jsou technologické otvory, které s pomocí speciálně opraveného klíče umožní snadnou demontáž celé stěny. Ve vnitřní stěně na obrázku 45 jsou dvířka pro snadné doplnění pohonných hmot robotu.



Obr. 45 – Vnitřní stěna robotu

7.3 Celkové zakrytování robotu

V přední části robotu jsou umístěny plechové skříňky, mohou sloužit jako nosné části pro senzorické vybavení robotu nebo jako úložné prostory. V tomto konstrukčním řešení jsou opatřeny dvířky a může jimi procházet kabeláž k hydraulickému manipulátoru. Kolem komína je vložena speciální objímka, aby nedošlo k zatékání vody do prostoru motoru. Všechny vnější stěny jsou natřeny teplotně odolným nátěrem. Pohled na kompletní zakrytování robotu je na obrázku 46.



Obr. 46 – Pohled na celkové zakrytování robotu

8. Senzorický subsystém robotu

Kompletní návrh senzorického subsystému mobilního robotu je velice rozsáhlou úlohou, vhodnou pro specialisty v tomto oboru. Robot musí být navrhován současně s odborníkem na tuto tematiku. V tabulce 29 je přehled základních zařízení, kterými by měl být robot vybaven. Pro dokonalou orientaci v prostoru musí být kamery a reflektory upevněny na orientačním ústrojí s 2° volnosti.

Zařízení	Počet	Umístění	Funkce
Kamera 1	3	vnější povrch robotu	vizuální kontakt s okolím
kamera 2	1	manipulátor	vizuální kontakt s okolím
Reflektor 1	3	vnější povrch robotu	osvětlení prostoru
Reflektor 2	1	manipulátor	osvětlení prostoru
Termokamera	1	vnější povrch robotu	detekce teploty okolí
Snímač tepla 1	5	vnitřní strany stěn	detekce teploty na povrchu robotu
Detektor světla	3	vnější povrch robotu	detekce světla v okolí
Ramanův spektrometr	1	vnější povrch robotu	detekce neznámých látek
GPS	1	uvnitř robotu	lokalizace mobilního robotu
Inklinometr	2	uvnitř robotu	detekce úhlu naklonění podvozku
Řídicí systém	1	uvnitř robotu	komunikace s prvky senz. subsystému
Bezdrát. komunikace	1	uvnitř robotu	komunikace s obsluhou

Tab. 29 – Základní vybavení mobilního robotu

8. Hydraulický obvod

Kompletní návrh hydraulického obvodu pro pohon hydraulického manipulátoru a efektoru je, stejně jako v předchozí kapitole návrh senzorického subsystému velmi rozsáhlou úlohou. A z tohoto důvodu není kompletně vyřešen. Z již navrženého podvozku plyne, že na hnací kola pásů je přenášen krouticí moment z rotačních hydromotorů. Tyto hydromotory jsou zásobovány olejem z hydrogenerátoru s průběžnou hřídelí, tudíž je možné připojit k němu do série další hydrogenerátor, který bude dodávat tlakovou energii (100 bar), do obvodu pro hydromotory manipulátoru a efektoru. Přesné, rychlé a plynulé ovládání hydromotorů nám budou obstarávat třípolohové čtyřcestné proporcionální elektromagnetické rozvaděče (*Obr. 45*). Celý hydraulický systém manipulátoru bude napojen na nádrž hlavního hydrogenerátoru pro pohon vozidla. Vhodnou filtrací systému zajistíme bezporuchovost a spolehlivost hydraulických zařízení. Aby nedocházelo k přehřátí hydraulického oleje v systému (při společných náročných aplikacích manipulace a pojezdu) musí být zařazen jako další prvek do obvodu olejový chladič.

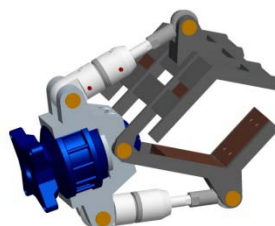
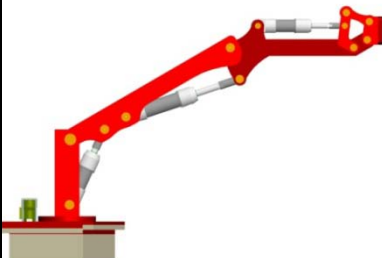
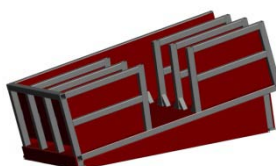

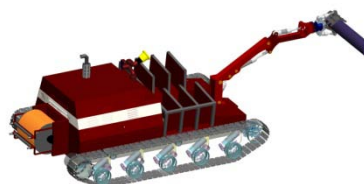
10. Technicko-ekonomické zhodnocení návrhu

Z důvodu nedostatečných informací nelze stanovit přesné ekonomické hodnocení. V tabulce 30 jsou uvedeny pouze ceny známých komponentů a ceny za potřebný materiál. Uvedená celková cena je tedy pouze odhadem ceny skutečné.

Materiál/Zařízení	Ks/Metráž	Cena Kč
TR 4HR 50x4 - EN AW 6060	51 m	12 750
TR 4HR 30x150x2 - ČSN EN 10219	33 m	891
Plech 2x1000x2000 - ČSN EN 10143	17 m ²	10 000
Průtokový naviják ERWB	1	28 000
Vulcan RF	1	134 000
Senzorika		700 000
Hydraulika		300 000
Hrubý odhad celkové ceny nástavby	1 500 000 Kč	

Tab. 30 – Hrubý odhad ceny zásahové nástavby

V tabulce 31 jsou uvedeny technické parametry mobilního robotu (*Tab. 31*), tyto parametry obsahují vlastnosti jednotlivých prvků zásahového subsystému mobilního robotu a podvozku robotu. Celková hmotnost subsystému je 1030kg.

Efektor		
Hmotnost [kg]	75	
Nosnost [kg]	100	
Pracovní tlak pohonů [bar]	100	
Pohony	hydraulické	
Počet stupňů volnosti	1° (rotace)	
Hydraulický manipulátor		
Počet stupňů volnosti[°]	4	
Typ pohonů	hydraulický	
Rychlost [m.s ⁻¹]	0,1	
Minimální horizontální dosah [mm]	1800	
Maximální vertikální dosah [mm]	1500	
Nosnost [kg]	200	
Dosah pod úroveň podvozku [mm]	357	
Pracovní tlak pohonů [bar]	100	
Hmotnost [kg]	356	
Přepravní koš		
Délka [mm]	1010	
Šířka [mm]	1672	
Výška [mm]	856	
Hmotnost [kg]	155	
Počet lahví typu B50 [ks]	6	
Hasící subsystém		
Maximální tlak média [bar]	250	
Dostřik - plný proud [m]	22	
Dostřik - tříštěný proud [m]	15	
Napájecí napětí [V]	12	
Celkové parametry mobilního		
Šířka [mm]	2400	
Délka [mm]	4000	
Výška [mm]	2000	
Světlá výška podvozku [mm]	3000	
Primární pohon	spalovací	
Sekundární pohon	2x hydraulický	
Celková hmotnost robotu [kg]	2 600	
Dosah řídicího signálu	400	

Tab. 31 – Základní vybavení mobilního robotu

12. Závěr

Při řešení diplomové práce bylo postupováno dle zásad pro vypracování. Nejprve byly analyzovány možná rizika na požářištích, a všechny druhy typů požárů, které mohou nastat a jejich likvidace. Na tyto informace pak navazuje definování možných typů nebezpečných situací, při kterých je vhodné využít mobilní robot, čímž by byly sníženy rizika zasahujících hasičů na minimum. V další části je uvedena analýza současného stavu, v které je uveden přehled aktuálních požárních robotů.

V kapitole 3 byly určeny požadavky na mobilní robot a možné činnosti, které by tento robot s využitím zásahových nástaveb mohl vykonávat. Jelikož zásahová nástavba je navrhována na již vytvořený podvozek, tak požadavky v této kapitole vycházely především z rozměrových a hmotnostních parametrů tohoto podvozku. Činnosti, které by mohly nástavby mobilního robotu vykonávat, jsou založeny především na konzultaci s odborníky z VŠB TUO – Fakulty bezpečnostního inženýrství a z firmy THT s.r.o., která je předním českým výrobcem požárních vozidel. Tyto činnosti jsou: hašení, odběr vzorků, destrukční činnost a transport objektů (tlakové lahve).

Na základě těchto činností byly určeny základní zařízení pro bezpečné plnění funkce, a jejich kombinací bylo navrženo 7 možných variant zásahových nástaveb. Hodnotovou analýzou byla vybrána Varianta 2, jejíž nástavba je schopna boje s požárem hasícím médiem na základě vody a transportu tlakových lahví z nebezpečného prostoru.

Hasící činnost je realizována požární lafetou Vulcan RF. Jelikož maximální hmotnost nástavby nesmí překročit 1500 kg, je nemyslitelné, aby na robotu byl vlastní zásobník vody. Robot je tedy ke zdroji tlakové vody připojen pomocí průtokového navijáku ERWB. Obě tyto zařízení jsou navzájem propojeny potrubním systémem. Z důvodu nedostatku informací, nejsou tyto prvky hasícího systému plně prokonstruovány, je zde pouze navrženo upevnění a umístění jednotlivých prvků, a vyhraněn prostor pro potrubí systém. Hasící systém má dostřik plným proudem vody 22 m a rozstřikem 15 m.

Funkce odběru tlakových lahví byla rozdělena na dílčí činnosti, které budou vykonávat jednotlivé zařízení. Nejprve byl analyzován současný stav nejpoužívanějších lahví, a na základě těchto informací byl stanoven požadavkový list. Pro uchopení lahve byl navržen efektor, který je schopen pohybu s tlakovou lahví B50

o hmotnosti 100 kg. Efektor též slouží jako hydraulické nůžky, čímž dokáže přestříhnout lana či dráty, popřípadě možný řetěz, jímž mohou být zafixovány tlakové lahve. Dále byl navržen hydraulický manipulátor, který plní další dílčí funkci odběru lahví, a to manipulace s tlakovou lahví. Tento manipulátor má 4° volnosti, každý z nich je realizován hydromotorem. Poslední dílčí funkce – převoz tlakových lahví, je řešena pomocí přepravního koše rámové konstrukce. Tento koš dokáže pojmout 6 lahví typu B50, a byl konstruován především s ohledem na bezpečný transport těchto lahví. Z čehož vyplývá, že úložný prostor koše je skloněn pod úhlem 8°, jednak aby nedošlo k vypadnutí lahve a také proto, že některé druhy látek v tlakových lahvích nesmí být přepravovány v horizontální poloze.

V následující části diplomové práce bylo řešeno zakrytování celého robotu. Zde byl brán zřetel především na zakrytování všech vnitřních částí robotu a na vytvoření potřebných prostorů pro další vybavení. S ohledem na tyto požadavky byl navržen hliníkový rám, na který jsou šroubovým spojem připevněny plechové panely. Hliníkový rám má v sobě technologické otvory pro snadnou montáž a demontáž jednotlivých panelů.

Další kapitola byla věnována senzorickému subsystému. Z důvodu rozsáhlosti úlohy, a nutnosti paralelní spolupráce s odborníkem, byly pouze doporučeny některé druhy zařízení, které jsou nezbytně nutné pro bezpečný chod mobilního robotu.

Ze stejného důvodu jako při řešení senzorického systému nebyl také detailně řešen hydraulický systém. V práci jsou uvedeny potřebné informace, které jsou základními výchozími body pro specialistu na mobilní hydraulické systémy. K těmto bodům patří hodnota pracovního tlaku 100 bar, a možnost připojení rotačního generátoru na výstupní hřídel z již nainstalovaného hydrogenerátoru s průběžnou hřídelí pro pohon pásů.

V poslední kapitole jsou uvedeny technické parametry a hrubý odhad ceny všech navržených zařízení, z kterých se stává zásahový subsystém.

Jak je řečeno v kapitole 10, musí být pro mobilní robot navrženo vhodné vozidlo, které by bylo schopno takto rozměrný robot přepravovat na místo zásahu. Dále pak pro dálkové ovládání robotu musí být vytvořeno speciální mobilní pracoviště. Dosah komunikačního signálu (400 m) byl odvozen z komunikačního signálu hasící lafety Vulcan RF.

V celé práci byl kladen veliký důraz na minimalizování hmotnosti nástavby, avšak celková hmotnost nástavby je 1030 kg, a není možné, aby robot mohl bezpečně odvést

6 lahví B50 o maximální hmotnosti z místa zásahu. Aby operátor věděl, kolik lahví může do přepravního koše uložit, musí být zjištěna aktuální hmotnost držené lahve. Je tedy nutné, aby bylo vyřešeno měření hmotnosti dané lahve, hned při jejím odběru hydraulickým manipulátorem.

Jelikož stěžejním prvkem zásahové nástavby je hydraulický manipulátor, lze výsledné konstrukční řešení dle potřeby snadno modularizovat, a to hned skoro všemi způsoby, které jsou uvedeny v přehledu variant zásahových subsystémů v kapitole 4. Pouze činnost – odběr vzorků, by zde nebyla vhodnou nástavbou a to z hlediska finančních nároků na další vybavení robotu. Zde nastává velký problém s přepravou a odběrem nebezpečných látek, především biologického původu. Modularizace by byla řešena rychlým a snadným odmontováním přepravního koše na tlakové lahve, a na jeho místo by se opět šroubovým spojem připevnila nová nástavba, čímž by se zásadně změnila funkce robotu. Tato vlastnost je považována za největší výhodu tohoto robotu.

13. Použité prameny

- [1] KÁRNÍK, L. – KNOFLÍČEK, R. – MARCINČIN, J. N. *Mobilní roboty*. Opava: MÁRFY SLEZKO, 2000. 210 s. ISBN 80-902746-2-5.
- [2] KÁRNÍK, L. *Servisní roboty*. Ostrava: VŠB-TU, 2004, 144 s. ISBN 80-248-0626-6
- [3] SKAŘUPA, J. – MOSTÝN, V. *Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů*. Košice: Viena Košice, 2002. 190 s. ISBN 80-88922-55-0
- [4] ŠENOVSKÝ, M. *Základy požární taktiky*, Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2001, 85 s. ISBN 80-86111-73-5
- [5] SKAŘUPA, J. *Metodika konstruování*. Ostrava: VŠB-TU, 1993, 158 s. ISBN 80-7078-167-X
- [6] SKAŘUPA, J. – ZELINA, P. *Hlavice průmyslových robotů*. Ostrava: VŠB-TU, 1993, 105 s. ISBN 80-7078-210-2
- [7] SKAŘUPA, J. – ZELINA, P. *Navrhování a výpočty efektorů PRaM*. Ostrava: VŠB-TU, 1996, 107 s. ISBN 80-7078-304-4
- [8] DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I - spojovací části strojů - návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3
- [9] LEINVEBER, J.; VÁVRA, *Strojnické tabulky*. Praha: Albatra, 2006. 914 s. ISBN 80-7361-033-7
- [10] KÁRNÍK, L. *Modelování a analýza servisních robotů*. [online]. VŠB-TU, Ostrava: 2007.

Dostupné na WWW: <http://robot2.vsb.cz/elekskripta/servisni_roboty/index.htm>

- [11] Elektronický katalog společnosti 1. Robotická s.r.o. Dostupný na WWW:
< <http://www.roboticka.cz/> >
- [12] Elektronický katalog společnosti InRob Tech Ltd. Dostupný na WWW:
< <http://www.inrobtech.com/> >
- [13] Informační server Požáry Dostupný na WWW:
< <http://www.pozary.cz> >
- [14] Elektronický katalog společnosti SINTEF Dostupný na WWW:
< <http://www.sintef.no/> >
- [15] Elektronický katalog společnosti AHP Merkle GmbH Dostupný na WWW:
< <http://www.ahp.de/> >
- [16] Elektronický katalog společnosti Baltrotors Dostupný na WWW:
< <http://www.baltrotors.lv/> >

- [17] Elektronický katalog společnosti Weldom Dostupný na WWW:
< <http://www.gamaocel.cz> >
- [18] Elektronický katalog společnosti SauerDanfos Dostupný na WWW:
< <http://www.sauer-danfoss.com/> >
- [19] Elektronický katalog společnosti Akron Brass Dostupný na WWW:
< <http://www.akronbrass.com/> >
- [20] Elektronický katalog společnosti THT s.r.o. Dostupný na WWW:
< <http://www.tht.cz/> >
- [21] Elektronický katalog společnosti MOSS Dostupný na WWW:
< <http://czech.mossplastics.com> >

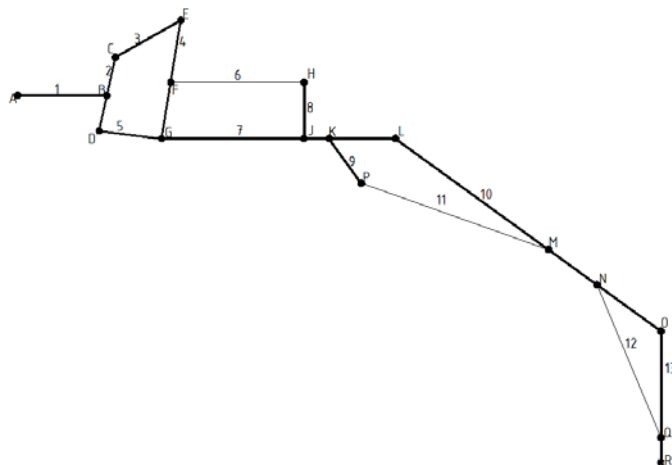
13. Seznam příloh

13. Seznam Příloh

PŘÍLOHA Č. 1 - VÝPOČET REAKČNÍCH SIL MANIPULÁTORU	1
PŘÍLOHA Č. 2 – KONTROLNÍ VÝPOČET ČEPŮ	9
PŘÍLOHA Č. 3 – NÁVRH OZUBENÝMI KOLY	22
PŘÍLOHA Č. 4 – KONTROLA HŘÍDELE PASTORKU	26
PŘÍLOHA Č. 5 – KONTROLA LOŽISEK	28
PŘÍLOHA Č. 6 – KATALOGOVÝ LIST ROTAČNÍHO HYDROMOTORU OMP 160.....	32
PŘÍLOHA Č. 7 – PEVNOSTNÍ ANALÝZY.....	33

Příloha č. 1 - Výpočet reakčních sil manipulátoru

Obrázek 1 představuje výchozí zjednodušené kinematické schéma hydraulického manipulátoru. Z tohoto schématu vychází všechny nezbytně nutné výpočty pro návrh profilů ramen, hydromotorů, čepů a ložisek. Výpočet byl proveden v programu PTC Mathcad 14. Výpočet byl řešen iteračně z důvodu optimalizování rozměrů jednotlivých ramen, zde uvedený výpočet je již finální iterací.



Obr. 1 – Zjednodušené kinematické schéma hydraulického manipulátoru

Uvolnění prvku 1 – efektor s objektem manipulace

$$m_E = 75 \text{ kg}$$

$$m_{OM} = 100 \text{ kg}$$

$$m_2 = 2 \text{ kg}$$

$$G_E = m_E \cdot g = 75 \cdot 9,81 = 735,75 \text{ N}$$

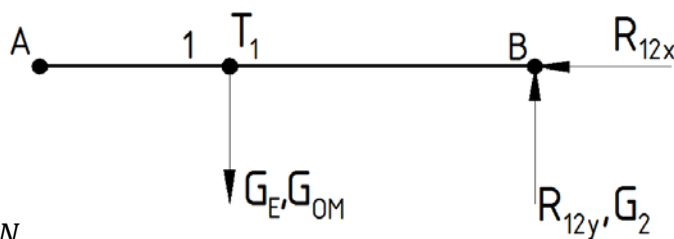
$$G_{OM} = m_{OM} \cdot g = 100 \cdot 9,81 = 981 \text{ N}$$

$$G_2 = m_2 \cdot g = 2 \cdot 9,81 = 19,62 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0: -R_{21y} - G_2 + G_E + G_{OM} = 0$$

$$R_{21y} = 2\,678 \text{ N}$$

$$R_{12y} = -2\,678 \text{ N}$$



Obr. 2 – Uvolnění prvku 1

Uvolnění prvku 2 – interface

$$R_{32y} = \frac{G_2 + R_{12y}}{2} = \frac{19,62 - 2678}{2} = -1329,69 \text{ N}$$

$$R_{23y} = -R_{32y} = 1\,329,69 \text{ N}$$

$$R_{52y} = R_{32y} = -1\,329,69 \text{ N}$$

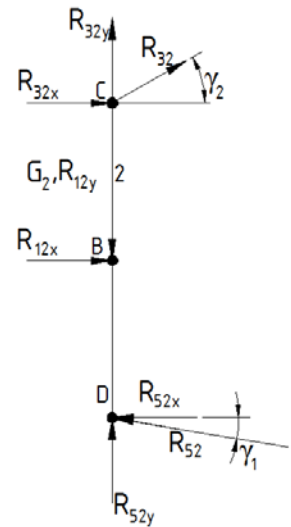
$$R_{25y} = -R_{52y} = 1\,329,69 \text{ N}$$

$$R_{32x} = R_{32y} \cdot \cot \gamma_2 = -1329,69 \cdot \cot 21^\circ = -3\,464 \text{ N}$$

$$R_{23x} = -R_{32x} = 3\,464 \text{ N}$$

$$R_{52x} = R_{52y} \cdot \cot \gamma_1 = -1329,69 \cdot \cot 30^\circ = -2\,303 \text{ N}$$

$$R_{25x} = -R_{52x} = 2\,303 \text{ N}$$



Obr. 3 – Uvolnění prvku 2

Uvolnění prvku 3 – pohyblivé očko

$$m_3 = 3,1 \text{ kg}$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 3,1 \cdot 9,81 = 30,41 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: -R_{23x} + R_{43x} = 0$$

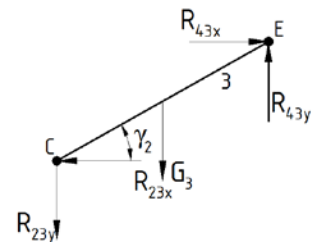
$$R_{43x} = R_{23x} = 3\,464 \text{ N}$$

$$R_{34x} = -R_{43x} = -3\,464 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0: -R_{23y} + R_{43y} - G_3 = 0$$

$$R_{43y} = R_{23y} + G_3 = 1329,69 + 30,41 = 1\,359,41 \text{ N}$$

$$R_{34y} = -R_{43y} = -1\,359,41 \text{ N}$$



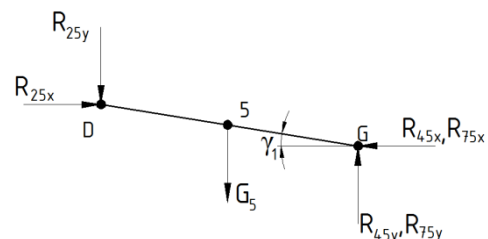
Obr. 4 – Uvolnění prvku 3

Uvolnění prvku 5 – zjednodušující prvek č.1 ramene 1

$$m_5 = 2 \text{ kg}$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 2 \cdot 9,81 = 19,62 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: -R_{45x} + R_{25x} = 0$$



$$R_{45x} = R_{75x} = R_{25x} = 2\,303\,N$$

$$R_{54x} = R_{57x} = -R_{45x} = -2\,303\,N$$

Obr. 5 – Uvolnění prvku 5

$$\sum F_y = 0: -R_{25y} + R_{45y} - G_5 = 0$$

$$R_{45y} = R_{75y} = R_{25y} + G_3 = 1329,69 + 19,62 = 1\,349,31\,N$$

$$R_{54y} = R_{57y} = -R_{45y} = -1\,349,41\,N$$

Uvolnění prvku 4 – páka

$$m_4 = 1,7\,kg$$

$$G_4 = m_4 \cdot g = 1,7 \cdot 9,81 = 16,68\,N$$

$$\sum F_x = 0: -R_{34x} + R_{54x} - R_{64x} = 0$$

$$R_{64x} = R_{54x} - R_{34x} = -2\,303 - 3\,464 = -7\,767\,N$$

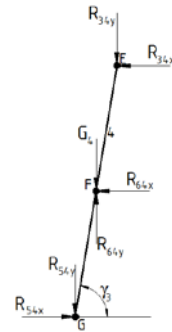
$$R_{46x} = -R_{64x} = 7\,767\,N$$

Obr. 6 – Uvolnění prvku 4

$$\sum F_y = 0: -R_{54y} + R_{64y} - G_4 - R_{34y} = 0$$

$$R_{64y} = R_{54y} + G_4 + R_{34y} = -2\,303 + 16,68 - 1359,41 = -3\,645,73\,N$$

$$R_{46y} = -R_{64y} = 3\,645,73\,N$$



Uvolnění prvku 6 – hydromotor 1

$$m_6 = 8,7\,kg$$

$$G_6 = m_6 \cdot g = 8,7 \cdot 9,81 = 85,35\,N$$

$$\sum F_x = 0: -R_{86x} + R_{46x} = 0$$

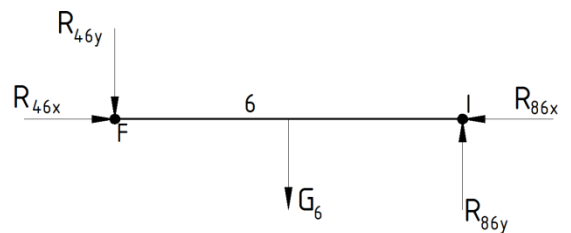
$$R_{86x} = R_{46x} = 7\,767\,N$$

$$R_{68x} = -R_{86x} = -7\,767\,N$$

$$\sum F_y = 0: -R_{46y} + R_{86y} - G_6 = 0$$

$$R_{86y} = R_{46y} + G_6 = 3\,645,43 + 85,35 = 3\,730,78\,N$$

$$R_{68y} = -R_{86y} = -3\,730,78\,N$$



Obr. 7 – Uvolnění prvku 6

Uvolnění prvku 8 – zjednodušující prvek č.2 ramene 1

$$m_8 = 3,1 \text{ kg}$$

$$G_8 = m_8 \cdot g = 3,1 \cdot 9,81 = 30,41 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: -R_{78x} + R_{68x} = 0$$

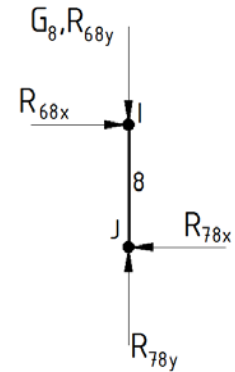
$$R_{78x} = R_{68x} = -7\,767 \text{ N}$$

$$R_{87x} = -R_{78x} = 7\,767 \text{ N}$$

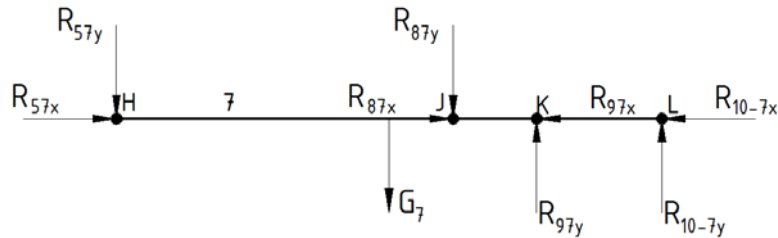
$$\sum F_y = 0: -R_{68y} + R_{78y} - G_8 = 0$$

$$R_{78y} = R_{68y} + G_8 = -3\,730,78 - 30,41 = -3\,700,37 \text{ N}$$

$$R_{87y} = -R_{78y} = 3\,700,37 \text{ N}$$



Obr. 8 – Uvolnění prvku 8

Uvolnění prvku 7 – zjednodušující prvek č.3 ramene 1

Obr. 9 – Uvolnění prvku 7

$$m_7 = 25 \text{ kg}$$

$$G_7 = m_7 \cdot g = 25 \cdot 9,81 = 245,25 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: R_{57x} + R_{87x} - R_{97x} - R_{10-7x} = 0$$

$$\sum F_y = 0: -R_{57y} - G_7 - R_{87y} + R_{97y} + R_{10-7y} = 0$$

$$\sum M_J = 0: R_{97y} \cdot l_{KJ} + R_{10-7y} \cdot l_{LJ} + R_{57y} \cdot l_{HJ} + G_7 \cdot (l_{HJ} - l_{JT}) = R_{78x} \cdot l_8$$

Dosazením obou rovnic rovnováhy sil do momentové rovnice dostaneme:

$$R_{10-7y} = \frac{R_{78x} \cdot l_8 + (-R_{57y} - G_7 - R_{87y}) \cdot l_{KJ} - R_{57y} \cdot l_{HJ} - G_7 \cdot (l_{HJ} - l_{7T})}{l_{LJ} - l_{KJ}}$$

$$R_{10-7y} = -2\,438 \text{ N}$$

$$R_{7-10y} = -R_{10-7y} = 2\,438 \text{ N}$$

$$R_{97y} = R_{57y} + G_7 + R_{87y} - R_{10-7y}$$

$$R_{97y} = -1\,349,41 - 245,25 + 3\,700,37 + 2\,438 = 5\,034 \text{ N}$$

$$R_{79y} = -R_{97y} = -5\,034 \text{ N}$$

Pro zjištění hodnot reakcí R_{97x} a R_{10-7x} je nutné spočítat moment k bodu K, a poté jej dosadit do momentové rovnice k bodu K, která je však počítána při uvolnění prvku 9.

$$\sum M_K = 0: R_{57y} \cdot l_{KH} + R_{97y} \cdot l_{KJ} + R_{87y} \cdot l_{LJ} + G_7 \cdot l_{7T} = -711,94 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Pro výpočet složek reakcí R_{13-10} a R_{12-10y} v následujícím prvku 10, bude vypočten moment k bodu L:

$$\sum M_L = 0: R_{57y} \cdot l_7 + R_{10-7y} \cdot l_{KL} + R_{87y} \cdot l_{HJ} + G_7 \cdot (l_7 - l_{KL}) = 870,36 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Uvolnění prvku 9 – zjednodušující prvek č.4 ramene 1

$$m_9 = 3 \text{ kg}$$

$$G_9 = m_9 \cdot g = 3 \cdot 9,81 = 29,43 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: -R_{11-9x} + R_{79x} = 0$$

$$R_{11-9x} = R_{79x} = -7\,767 \text{ N}$$

$$R_{9-11x} = -R_{11-9x} = 7\,767 \text{ N}$$

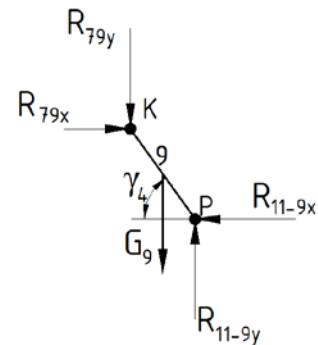
$$\sum F_y = 0: -R_{79y} + R_{11-9y} - G_9 = 0$$

$$R_{11-9y} = R_{79y} + G_9 = -5\,034 - 29,43 = -5\,063,43 \text{ N}$$

$$R_{9-11y} = -R_{11-9y} = 5\,063,43 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \sum M_K &= 0: G_9 \cdot l_{79} \cdot \cos(\gamma_4) - R_{11-9x} \cdot l_9 \cdot \sin(\gamma_4) + R_{11-9y} \cdot l_9 \cdot \cos(\gamma_4) \\ &= 870,36 \end{aligned}$$

Nyní ze silové rovnováhy při uvolňování prvku 7 je vypočtena hodnota reakce R_{10-7x} .



Obr. 10 – Uvolnění prvku 9

$$\sum F_x = 0: R_{57x} + R_{87x} - R_{97x} - R_{10-7x} = 0$$

$$R_{10-7x} = R_{57x} + R_{87x} - R_{97x} = -3\,179\,1\text{ N}$$

$$R_{7-10x} = R_{10-7x} = 3\,179\,1\text{ N}$$

Uvolnění prvku 11 – hydromotor 2

$$m_{11} = 18\text{ kg}$$

$$G_{11} = m_{11} \cdot g = 18 \cdot 9,81 = 176,57\text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: -R_{10-11x} + R_{9-11x} = 0$$

$$R_{10-11x} = R_{9-11x} = 7\,767\text{ N}$$

$$R_{10-11x} = -R_{11-10x} = -7\,767\text{ N}$$

$$\sum F_y = 0: -R_{9-11y} + R_{10-11y} - G_{11} = 0$$

Obr. 11 – Uvolnění prvku 11

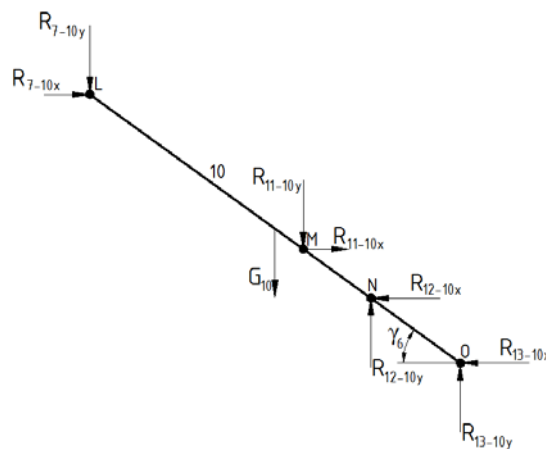
$$R_{10-11y} = R_{9-11y} + G_{11} = 5\,004,57 + 176,57 = 5\,181,15\text{ N}$$

$$R_{11-10y} = -R_{10-11y} = -5\,181,15\text{ N}$$

Pro výpočet složek reakcí R_{13-10} a R_{12-10y} v následujícím prvku 10, bude vypočten moment k bodu M:

$$\begin{aligned} \sum M_K = 0: G_{11} \cdot l_{T11} \cdot \cos(\gamma_5) - R_{11-9x} \cdot l_{11} \cdot \sin(\gamma_5) + R_{11-9y} \cdot l_{11} \cdot \cos(\gamma_5) \\ = 1\,586\text{ N} \cdot m \end{aligned}$$

Uvolnění prvku 10 – rameno 3



Obr. 12 – Uvolnění prvku 10

$$m_7 = 30 \text{ kg}$$

$$G_{10} = m_{10} \cdot g = 30 \cdot 9,81 = 294,3 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: R_{7-10x} + R_{11-10x} - R_{12-10x} - R_{13-10x} = 0$$

$$\sum F_y = 0: -R_{7-10y} - G_{10} - R_{11-10y} + R_{12-10y} + R_{13-10y} = 0$$

$$\begin{aligned} \sum M_L = 0: & -G_{10} \cdot l_{T10} \cdot \cos(\gamma_6) - R_{11-10y} \cdot l_{LM} \cdot \cos(\gamma_6) + R_{11-10x} \cdot l_{LM} \cdot \sin(\gamma_6) \\ & + R_{12-10y} \cdot l_{LN} \cdot \cos(\gamma_6) - R_{12-10x} \cdot l_{LN} \cdot \sin(\gamma_6) + R_{13-10y} \cdot l_{10} \\ & \cdot \cos(\gamma_6) - R_{13-10x} \cdot l_{10} \cdot \sin(\gamma_6) = M_L \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M_M = 0: & G_{10} \cdot (l_{T10} - l_{MO}) \cdot \cos(\gamma_6) + R_{7-10y} \cdot l_{LM} \cdot \cos(\gamma_6) + R_{7-10x} \cdot l_{LM} \\ & \cdot \sin(\gamma_6) + R_{12-10y} \cdot l_{MN} \cdot \cos(\gamma_6) - R_{12-10x} \cdot l_{MN} \cdot \sin(\gamma_6) \\ & + R_{13-10y} \cdot l_{MO} \cdot \cos(\gamma_6) - R_{13-10x} \cdot l_{MO} \cdot \sin(\gamma_6) = M_L \end{aligned}$$

Do těchto dvou momentových rovnic byly dosazeny rovnice rovnováhy sil a následně byly řešeny jako dvě rovnice o dvou neznámých. Důsledkem toho byly zjištěny složky reakční síly R_{13-10} . (Z důvodu velkého množství prvků v rovnicích, jsou zde uvedeny výsledné rovnice po úpravě)

$$0.182 \cdot R_{13-10y} - 1.015 \cdot R_{13-10x} = 2\,108 \text{ N}$$

$$0.173 \cdot R_{13-10y} - 0.25 \cdot R_{13-10x} = -1\,603 \text{ N}$$

$$R_{13-10y} = -15\,471,13 \text{ N}$$

$$R_{10-13y} = -R_{13-10y} = 15\,471,13 \text{ N}$$

$$R_{13-10x} = \frac{-2\,108 + 0.182 \cdot R_{13-10y}}{1.015} = -4\,851 \text{ N}$$

$$R_{10-13x} = R_{13-10x} = 4\,851 \text{ N}$$

Dále z rovnic rovnováhy sil:

$$R_{12-10x} = R_{7-10x} + R_{11-10x} - R_{13-10x} = 3\,025 \text{ N}$$

$$R_{10-12x} = -R_{12-10x} = -3\,025 \text{ N}$$

$$R_{12-10y} = R_{7-10y} + G_{10} + R_{11-10y} - R_{13-10y} = 13\,020 \text{ N}$$

$$R_{10-12y} = R_{12-10y} = -13\,020 \text{ N}$$

Uvolnění prvku 12 – hydromotor 3

$$m_{12} = 18 \text{ kg}$$

$$G_{12} = m_{12} \cdot g = 18 \cdot 9,81 = 176,58 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: -R_{13-12x} + R_{10-12x} = 0$$

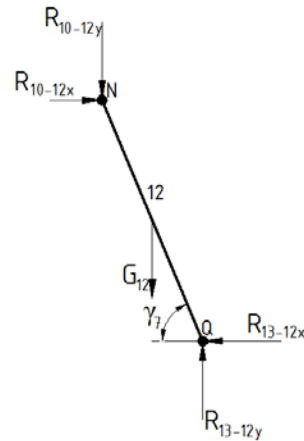
$$R_{13-12x} = R_{10-12x} = -3\,025 \text{ N}$$

$$R_{12-13x} = -R_{13-12x} = 3\,025 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0: -R_{10-12y} + R_{13-12y} - G_{12} = 0$$

$$R_{13-12y} = R_{10-12y} + G_{12} = -12\,870 \text{ N}$$

$$R_{12-13y} = -R_{13-12y} = 12\,870 \text{ N}$$



Obr. 13 – Uvolnění prvku 12

Uvolnění prvku 13 – rameno 4

$$m_{12} = 20 \text{ kg}$$

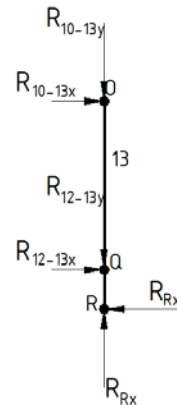
$$G_{12} = m_{12} \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0: R_{12-13x} + R_{10-13x} - R_{Rx} = 0$$

$$R_{Rx} = R_{12-13x} + R_{10-13x} = 18\,500 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0: -R_{12-13y} - R_{10-13y} + R_{Ry} = 0$$

$$R_{Ry} = R_{12-13y} + R_{10-13y} = 28\,500 \text{ N}$$



Obr. 14 – Uvolnění prvku 13

Níže je uvedena tabulka všech vypočtených složek reakcí a jejich výsledné síly, na které jsou navrhovány všechny prvky kinematické struktury (hydromotory, čepy, ložiska). Při výpočtu výsledné síly byly jednotlivé složky vynásobeny dynamickým koeficientem $k_d = 1,1$.

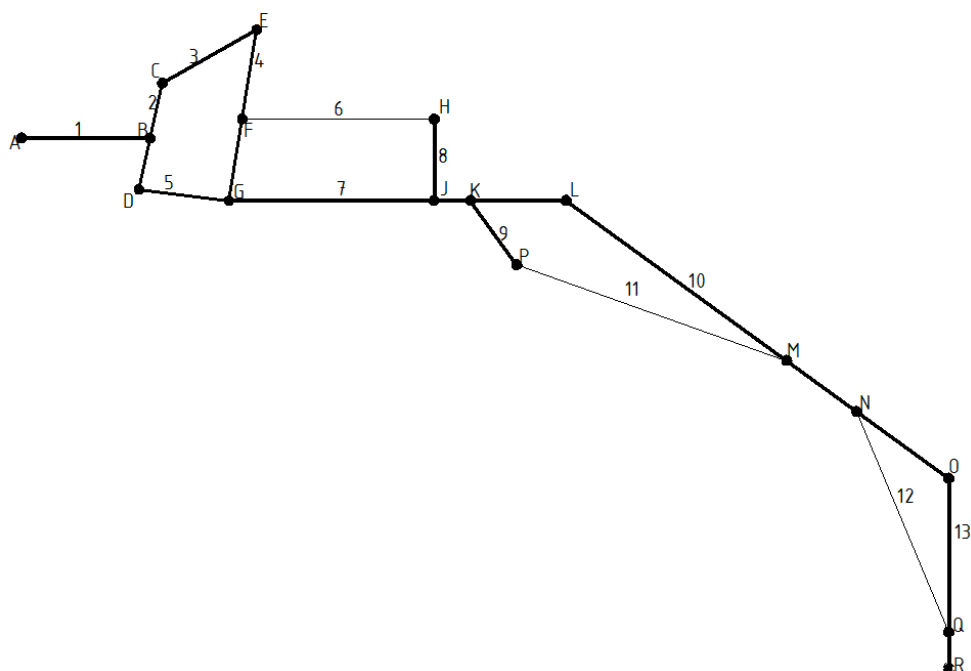
Síla	Složka x [N]	Složka y [N]	Výsledná síla [N]
R ₂₃	3464	1329,69	4081,5
R ₄₃	-3464	-1359,4	4093,3
R ₂₅	2303	1329,69	2925,2
R ₄₅	2303	1349,31	2936,1
R ₄₆	7767	3645,73	9438,1
R ₆₈	-7767	-3730,8	9478,2
R ₇₈	-3700,4	-7767	9463,8
R ₇₋₁₀	3179	2438	4406,9
R ₇₉	7767	-5304	10345,8
R ₉₋₁₁	7767	5004,57	10163,7
R ₅₇	-2303	-1349,4	2936,1
R ₁₀₋₁₁	-7767	5181,15	10270,2
R ₁₀₋₁₃	4851	15471,1	17835,2
R ₁₀₋₁₂	-3025	-13020	14703,5
R ₁₂₋₁₃	3025	12870	14542,8
R	18500	28 500	37375,7

Tab. 10 – Reakce a výslednice vypočtených sil

Příloha č. 2 – Kontrolní výpočet čepů

Všechny čepy byly zkontrolovány v programu MitCalc. Jako materiál čepů byl zvolen Konstrukční ocel 700, která nejvíce odpovídá skutečnému materiálu Weldox. Některá spojení neodpovídají dokonale konstrukčnímu návrhu, avšak jsou velmi podobná, a u

těchto vybraných spojení bylo dbáno na to, aby byly čepy dostatečně předimenzovány. Označení čepů a dosazení potřebných velikostí sil odpovídá z obrázku 14.

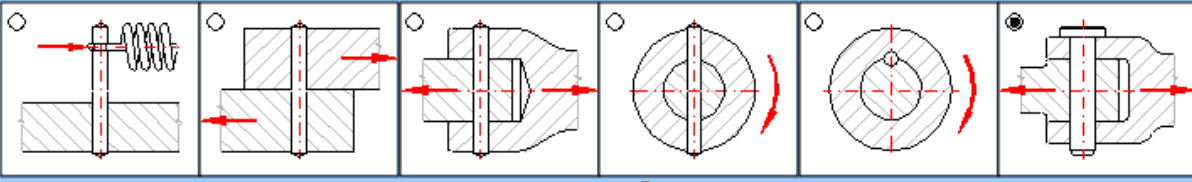


Čep C a D

1.0 ☒ Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje: Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 **Zatížení spoje**

1.4 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.6 Kroutilý moment	T	47,49	[Nm]
1.7 Působící síla	F	4081,5	[N]

1.8 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.9 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.10 Typ kolíku	Plný kolík
1.11 Způsob uložení	Točné uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	s _r 1,70

1.13 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.14 D...Konstrukční ocel (700)

1.15 Mez pevnosti v tahu	R _{min}	700,0	[MPa]
1.16 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o	180,0	[MPa]
1.17 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o	30,0	[MPa]

1.18 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.19 D...Konstrukční ocel (700)

1.20 Mez pevnosti v tahu	R _{min}	700,0	[MPa]
1.21 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o	180,0	[MPa]
1.22 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o	30,0	[MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 **Volba kolíku, parametry spoje**

2.2 ISO 2341 A - Čepy s hlavou

2.3 Dovolený rozsah průměru kolíku 3 ~ 100

2.4 Počet kolíků ve spoji 1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje** ☒

2.6 Koeficient rozložení zatížení	K _L	1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K _{sp}	1,00
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K _{so}	1,00

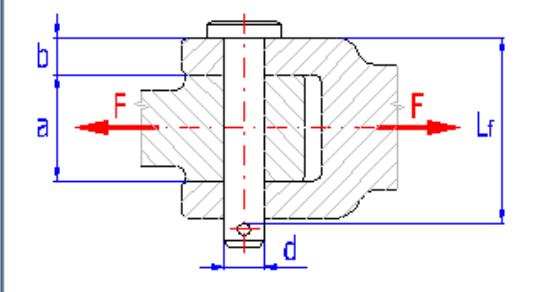
2.16 **Rozměry spoje**

2.17 Šířka táhla	a	85,0000	[mm]
2.18 Šířka vidlice	b	15,0000	[mm]
2.19 Doporučený průměr kolíku		50 ~ 56,7	[mm]
2.20 Vyhledání vhodného kolíku		<input type="button" value="Hledat"/>	
2.21 Průměr kolíku	d	33,0000 33	[mm]
2.22 Dovolený rozsah délek kolíku		65 ~ 500	[mm]
2.23 Délka kolíku	L	120,0000 120	[mm]
2.24 Min. funkční délka kolíku	L _{min}	115	[mm]
2.25 Funkční délka kolíku	L _r	116,0000	[mm]

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10 D...Konstrukční ocel (700)

2.11 Mez pevnosti v tahu	R _{min}	700,0	[MPa]
2.12 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o	180,0	[MPa]
2.13 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o	30,0	[MPa]
2.14 Dovolené napětí ve smyku	τ _o	100,0	[MPa]
2.15 Dovolené napětí v ohybu	σ _o	160,0	[MPa]



3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2 Dovolené napětí ve smyku	τ _o	100,0	[MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ	2,4	[MPa]
3.4 Bezpečnost		41,91	

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6 Dovolené napětí v ohybu	σ _o	160,0	[MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ	16,6	[MPa]
3.8 Bezpečnost		9,62	

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

3.10 Dovolený tlak	p _o	30,0	[MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p	4,1	[MPa]
3.12 Bezpečnost		7,28	

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhl**

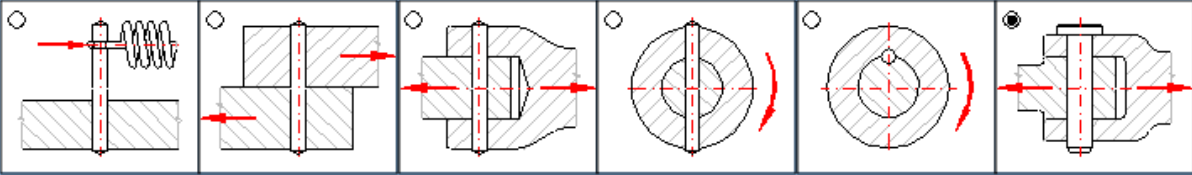
3.14 Dovolený tlak	p _o	30,0	[MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p	1,5	[MPa]
3.16 Bezpečnost		20,62	

Čep E

1.0 ☒ Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje: Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 **Zatížení spoje**

1.4 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.6 Kroučící moment	T	47,49	[Nm]
1.7 Působící síla	F	4093,5	[N]

1.8 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.9 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.10 Typ kolíku	Plný kolík
1.11 Způsob uložení	Točné uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	s_r 1,70

1.13 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.14 D...Konstrukční ocel (700)

1.15 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
1.16 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o	180,0	[MPa]
1.17 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o	30,0	[MPa]

1.18 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.19 D...Konstrukční ocel (700)

1.20 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
1.21 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o	180,0	[MPa]
1.22 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o	30,0	[MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 **Volba kolíku, parametry spoje**

2.2 ISO 2341 A - Čepy s hlavou

2.3 Dovolený rozsah průměru kolíku 3 ~ 100

2.4 Počet kolíků ve spoji 1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje** ☒

2.6 Koeficient rozložení zatížení	K_L	1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K_{Sp}	1,00
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K_{Sb}	1,00

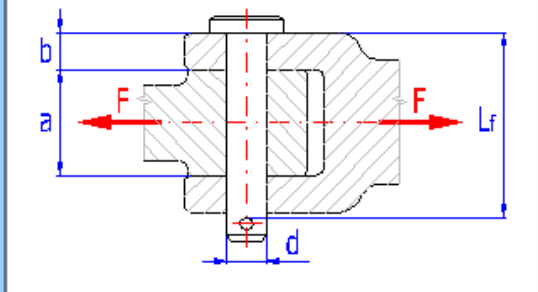
2.16 **Rozměry spoje**

2.17 Šířka táhla	a	79,0000	[mm]
2.18 Šířka vidlice	b	15,0000	[mm]
2.19 Doporučený průměr kolíku		46,5 ~ 52,7	[mm]
2.20 Vyhledání vhodného kolíku		< Hledat >	
2.21 Průměr kolíku	d	33,0000 33	[mm]
2.22 Dovolený rozsah délek kolíku		65 ~ 500	[mm]
2.23 Délka kolíku	L	120,0000 120	[mm]
2.24 Min. funkční délka kolíku	L_{min}	109	[mm]
2.25 Funkční délka kolíku	L_f	116,0000	[mm]

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10 D...Konstrukční ocel (700)

2.11 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
2.12 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o	180,0	[MPa]
2.13 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o	30,0	[MPa]
2.14 Dovolené napětí ve smyku	τ_o	100,0	[MPa]
2.15 Dovolené napětí v ohybu	σ_o	160,0	[MPa]



3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2 Dovolené napětí ve smyku	τ_o	100,0	[MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ	2,4	[MPa]
3.4 Bezpečnost		41,79	

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6 Dovolené napětí v ohybu	σ_o	160,0	[MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ	15,8	[MPa]
3.8 Bezpečnost		10,12	

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

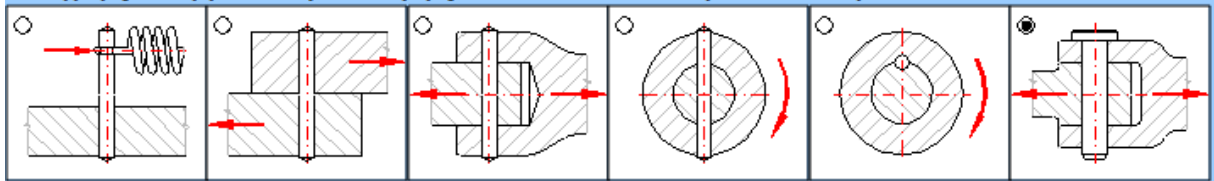
3.10 Dovolený tlak	p_o	30,0	[MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p	4,1	[MPa]
3.12 Bezpečnost		7,26	

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhllo**

3.14 Dovolený tlak	p_o	30,0	[MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p	1,6	[MPa]
3.16 Bezpečnost		19,11	

Čep F

1.2 Typ spoje : Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 Zatížení spoje

1.4 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.6 Krouticí moment	T	47,49	[Nm]
1.7 Působící síla	F	9438,1	[N]

1.8 Provozní a montážní parametry spoje

1.9 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.10 Typ kolíku	Plný kolík
1.11 Způsob uložení	Točné uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	s_r 1,50

1.13 Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)

1.14 D...Konstrukční ocel (700)		
1.15 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0 [MPa]
1.16 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o	180,0 [MPa]
1.17 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o	30,0 [MPa]

1.18 Materiál táhla (min. pevnost v tahu)

1.19 D...Konstrukční ocel (700)		
1.20 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0 [MPa]
1.21 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o	180,0 [MPa]
1.22 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o	30,0 [MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 Volba kolíku, parametry spoje

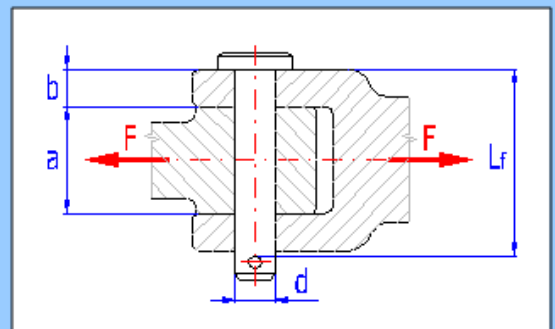
2.2 ISO 2341 A - Čepy s hlavou	
2.3 Dovolený rozsah průměru kolíku	3 ~ 100
2.4 Počet kolíků ve spoji	1
2.5 Koeficienty snížení únosnosti spoje	<input checked="" type="checkbox"/>
2.6 Koeficient rozložení zatížení	K_L 1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K_{So} 1,00
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K_{So} 1,00

2.16 Rozměry spoje

17 Šířka táhla	a	20,5000	[mm]
18 Šířka vidlice	b	47,0000	[mm]
19 Doporučený průměr kolíku		12,1 ~ 13,7	[mm]
20 Vyhledání vhodného kolíku		< Hledat >	
21 Průměr kolíku	d	24,0000 24	[mm]
22 Dovolený rozsah délek kolíku		50 ~ 500	[mm]
23 Délka kolíku	L	120,0000 120	[mm]
24 Min. funkční délka kolíku	L_{min}	114,5	[mm]
25 Funkční délka kolíku	L_f	116,0000	[mm]

2.9 Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)

2.10 D...Konstrukční ocel (700)		
2.11 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0 [MPa]
2.12 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o	180,0 [MPa]
2.13 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o	30,0 [MPa]
2.14 Dovolené napětí ve smyku	τ_o	100,0 [MPa]
2.15 Dovolené napětí v ohybu	σ_o	160,0 [MPa]

3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 Kontrola kolíku na smyk

3.2 Dovolené napětí ve smyku	τ_o	100,0 [MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ	10,4 [MPa]
3.4 Bezpečnost		9,59

3.5 Kontrola kolíku na ohyb

3.6 Dovolené napětí v ohybu	σ_o	160,0 [MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ	99,5 [MPa]
3.8 Bezpečnost		1,61

3.9 Kontrola otláčení: Čep - Vidlice

3.10 Dovolený tlak	p_o	30,0 [MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p	4,2 [MPa]
3.12 Bezpečnost		7,17

3.13 Kontrola otláčení: Čep - Táhlo

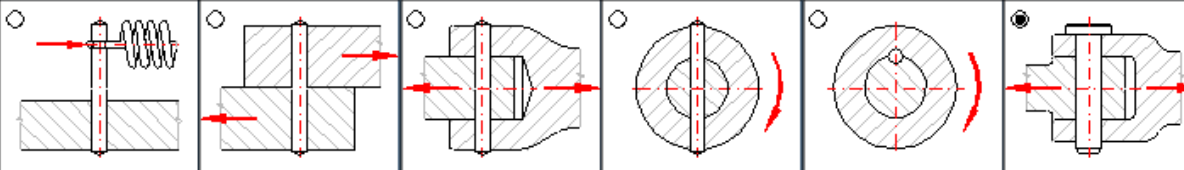
3.14 Dovolený tlak	p_o	30,0 [MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p	19,2 [MPa]
3.16 Bezpečnost		1,56

Čep G

1.0 ☒ Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje: Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 **Zatížení spoje**

1.4 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.6 Kroučící moment	T	47,49	[Nm]
1.7 Působící síla	F	2936,1	[N]

1.8 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.9 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.10 Typ kolíku	Plný kolík
1.11 Způsob uložení	Točné uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	s _r 1,50

1.13 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.14 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
1.15 Mez pevnosti v tahu	R _{min} 700,0 [MPa]
1.16 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o 180,0 [MPa]
1.17 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o 30,0 [MPa]

1.18 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.19 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
1.20 Mez pevnosti v tahu	R _{min} 700,0 [MPa]
1.21 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o 180,0 [MPa]
1.22 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o 30,0 [MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 **Volba kolíku, parametry spoje**

2.2 ISO 2341 A - Čepy s hlavou	
2.3 Dovolený rozsah průměru kolíku	3 ~ 100
2.4 Počet kolíků ve spoji	1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje** ☒

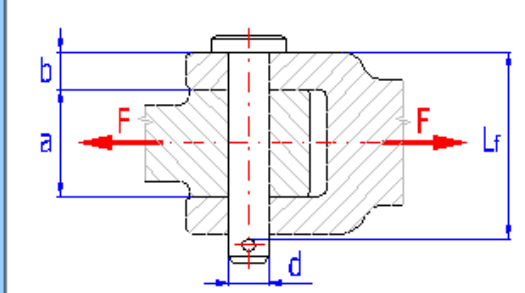
2.6 Koeficient rozložení zatížení	K _L 1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K _{sp} 1,00
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K _{sc} 1,00

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
2.11 Mez pevnosti v tahu	R _{min} 700,0 [MPa]
2.12 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o 180,0 [MPa]
2.13 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o 30,0 [MPa]
2.14 Dovolené napětí ve smyku	τ _o 100,0 [MPa]
2.15 Dovolené napětí v ohybu	σ _o 160,0 [MPa]

2.16 **Rozměry spoje**

2.17 Šířka táhla	a	63,0000	[mm]
2.18 Šířka vidlice	b	26,0000	[mm]
2.19 Doporučený průměr kolíku		37,1 ~ 42	[mm]
2.20 Vyhledání vhodného kolíku		< Hledat >	
2.21 Průměr kolíku	d	33,0000 33	[mm]
2.22 Dovolený rozsah délek kolíku		65 ~ 500	[mm]
2.23 Délka kolíku	L	120,0000 120	[mm]
2.24 Min. funkční délka kolíku	L _{min}	115	[mm]
2.25 Funkční délka kolíku	L _r	116,0000	[mm]



3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2 Dovolené napětí ve smyku	τ _o 100,0 [MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ 1,7 [MPa]
3.4 Bezpečnost	58,26

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6 Dovolené napětí v ohybu	σ _o 160,0 [MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ 12,0 [MPa]
3.8 Bezpečnost	13,37

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

3.10 Dovolený tlak	p _o 30,0 [MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p 1,7 [MPa]
3.12 Bezpečnost	17,53

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhl**

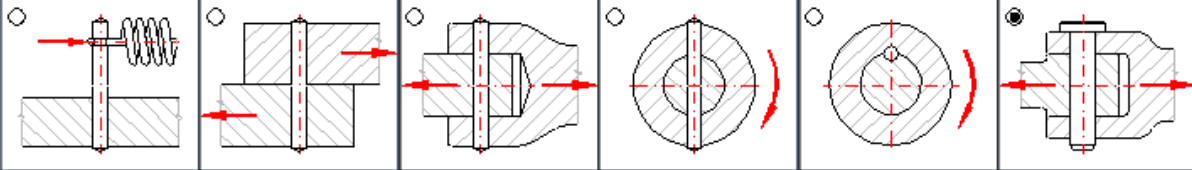
3.14 Dovolený tlak	p _o 30,0 [MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p 1,4 [MPa]
3.16 Bezpečnost	21,24

Čep H

1.0 ☒ Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 **Typ spoje:** Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 **Zatížení spoje**

1.4 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.6 Kroučicí moment	T	47,49	[Nm]
1.7 Působící síla	F	9478,2	[N]

1.8 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.9 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.10 Typ kolíku	Plný kolík
1.11 Způsob uložení	Točné uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	s _r 1,50

1.13 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.14 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
1.15 Mez pevnosti v tahu	R _{min} 700,0 [MPa]
1.16 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o 180,0 [MPa]
1.17 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o 30,0 [MPa]

1.18 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.19 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
1.20 Mez pevnosti v tahu	R _{min} 700,0 [MPa]
1.21 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o 180,0 [MPa]
1.22 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o 30,0 [MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 **Volba kolíku, parametry spoje**

2.2 ISO 2341 A - Čepy s hlavou	
2.3 Dovolený rozsah průměru kolíku	3 ~ 100
2.4 Počet kolíků ve spoji	1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje** ☒

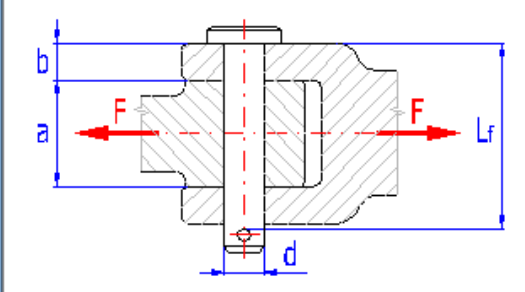
2.6 Koeficient rozložení zatížení	K _L 1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K _{sp} 1,00
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K _{so} 1,00

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
2.11 Mez pevnosti v tahu	R _{min} 700,0 [MPa]
2.12 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o 180,0 [MPa]
2.13 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o 30,0 [MPa]
2.14 Dovolené napětí ve smyku	τ _o 100,0 [MPa]
2.15 Dovolené napětí v ohybu	σ _o 160,0 [MPa]

2.16 **Rozměry spoje**

2.17 Šířka táhla	a	40,0000	[mm]
2.18 Šířka vidlice	b	21,0000	[mm]
2.19 Doporučený průměr kolíku		23,5 ~ 26,7	[mm]
2.20 Vyhledání vhodného kolíku		< Hledat >	
2.21 Průměr kolíku	d	36,0000 36	[mm]
2.22 Dovolený rozsah délek kolíku		70 ~ 500	[mm]
2.23 Délka kolíku	L	90,0000 90	[mm]
2.24 Min. funkční délka kolíku	L _{min}	82	[mm]
2.25 Funkční délka kolíku	L _r	86,0000	[mm]



3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2 Dovolené napětí ve smyku	τ _o 100,0 [MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ 4,7 [MPa]
3.4 Bezpečnost	21,48

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6 Dovolené napětí v ohybu	σ _o 160,0 [MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ 21,2 [MPa]
3.8 Bezpečnost	7,54

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

3.10 Dovolený tlak	p _o 30,0 [MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p 6,3 [MPa]
3.12 Bezpečnost	4,79

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhl**

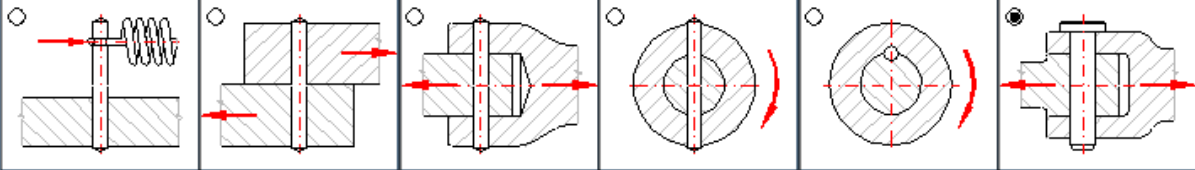
3.14 Dovolený tlak	p _o 30,0 [MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p 6,6 [MPa]
3.16 Bezpečnost	4,56

Čep P

1.0 ☒ Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje: Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 **Zatížení spoje**

1.4 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.6 Krouticí moment	T	47,49	[Nm]
1.7 Působící síla	F	10163,7	[N]

1.8 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.9 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.10 Typ kolíku	Plný kolík
1.11 Způsob uložení	Točné uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	s_r 1,50

1.13 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.14 D...Konstrukční ocel (700) ☒

1.15 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
1.16 Dovolенý tlak (pevné uložení)	p_o	180,0	[MPa]
1.17 Dovolенý tlak (točné uložení)	p_o	30,0	[MPa]

1.18 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.19 D...Konstrukční ocel (700) ☒

1.20 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
1.21 Dovolенý tlak (pevné uložení)	p_o	180,0	[MPa]
1.22 Dovolенý tlak (točné uložení)	p_o	30,0	[MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 **Volba kolíku, parametry spoje**

2.2 ISO 2341 A - Čepy s hlavou

2.3 Dovolенý rozsah průměru kolíku 3 ~ 100

2.4 Počet kolíků ve spoji 1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje** ☒

2.6 Koeficient rozložení zatížení	K_L	1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K_{Sp}	1,00
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K_{So}	1,00

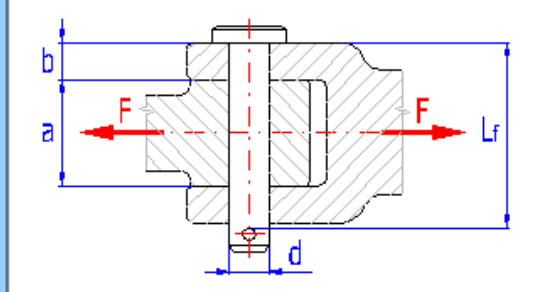
2.16 **Rozměry spoje**

2.17 Šířka táhla	a	25,0000	[mm]
2.18 Šířka vidlice	b	28,5000	[mm]
2.19 Doporučený průměr kolíku		14,7 ~ 16,7	[mm]
2.20 Vyhledání vhodného kolíku		< Hledat >	
2.21 Průměr kolíku	d	36,0000 36	[mm]
2.22 Dovolенý rozsah délek kolíku		70 ~ 500	[mm]
2.23 Délka kolíku	L	90,0000 90	[mm]
2.24 Min. funkční délka kolíku	L_{min}	82	[mm]
2.25 Funkční délka kolíku	L_f	86,0000	[mm]

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10 D...Konstrukční ocel (700) ☒

2.11 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
2.12 Dovolенý tlak (pevné uložení)	p_o	180,0	[MPa]
2.13 Dovolенý tlak (točné uložení)	p_o	30,0	[MPa]
2.14 Dovolенé napětí ve smyku	τ_o	100,0	[MPa]
2.15 Dovolенé napětí v ohybu	σ_o	160,0	[MPa]



3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2 Dovolенé napětí ve smyku	τ_o	100,0	[MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ	5,0	[MPa]
3.4 Bezpečnost		20,03	

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6 Dovolенé napětí v ohybu	σ_o	160,0	[MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ	22,7	[MPa]
3.8 Bezpečnost		7,03	

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

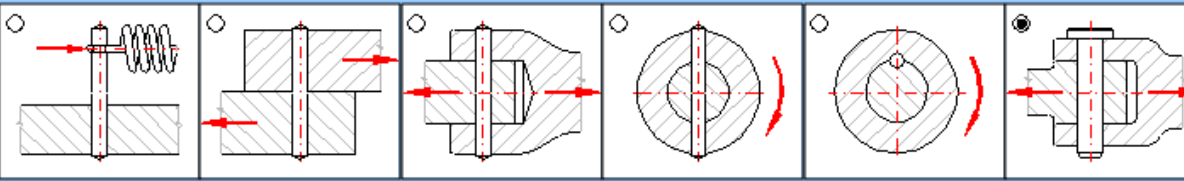
3.10 Dovolенý tlak	p_o	30,0	[MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p	5,0	[MPa]
3.12 Bezpečnost		6,06	

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhl**

3.14 Dovolенý tlak	p_o	30,0	[MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p	11,3	[MPa]
3.16 Bezpečnost		2,66	

Čep L

1.2 Typ spoje : Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 Zatížení spoje

1.4 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.6 Kroutilý moment	T	47,49	[Nm]
1.7 Působící síla	F	4406,9	[N]

1.8 Provozní a montážní parametry spoje

1.9 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.10 Typ kolíku	Plný kolík
1.11 Způsob uložení	Točné uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	s_r 1,50

1.13 Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)

1.14 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
1.15 Mez pevnosti v tahu	R_{min} 700,0 [MPa]
1.16 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o 180,0 [MPa]
1.17 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o 30,0 [MPa]

1.18 Materiál táhla (min. pevnost v tahu)

1.19 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
1.20 Mez pevnosti v tahu	R_{min} 700,0 [MPa]
1.21 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o 180,0 [MPa]
1.22 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o 30,0 [MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 Volba kolíku, parametry spoje

2.2 ISO 2341 A - Čepy s hlavou	
2.3 Dovolený rozsah průměru kolíku	3 ~ 100
2.4 Počet kolíků ve spoji	1

2.5 Koeficienty snížení únosnosti spoje ☒

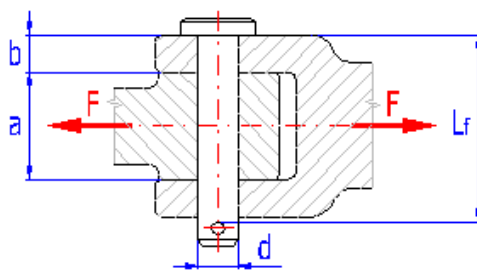
2.6 Koeficient rozložení zatížení	K_L 1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K_{sp} 1,00
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K_{sp} 1,00

2.16 Rozměry spoje

2.17 Šířka táhla	a	63,0000	[mm]
2.18 Šířka vidlice	b	41,0000	[mm]
2.19 Doporučený průměr kolíku		37,1 ~ 42	[mm]
2.20 Vyhledání vhodného kolíku		< Hledat >	
2.21 Průměr kolíku	d	40,0000 40	[mm]
2.22 Dovolený rozsah délek kolíku		80 ~ 500	[mm]
2.23 Délka kolíku	L	160,0000 160	[mm]
2.24 Min. funkční délka kolíku	L_{min}	145	[mm]
2.25 Funkční délka kolíku	L_r	156,0000	[mm]

2.9 Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)

2.10 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
2.11 Mez pevnosti v tahu	R_{min} 700,0 [MPa]
2.12 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o 180,0 [MPa]
2.13 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o 30,0 [MPa]
2.14 Dovolené napětí ve smyku	τ_o 100,0 [MPa]
2.15 Dovolené napětí v ohybu	σ_o 160,0 [MPa]



3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 Kontrola kolíku na smyk

3.2 Dovolené napětí ve smyku	τ_o 100,0 [MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ 1,8 [MPa]
3.4 Bezpečnost	57,03

3.5 Kontrola kolíku na ohyb

3.6 Dovolené napětí v ohybu	σ_o 160,0 [MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ 12,7 [MPa]
3.8 Bezpečnost	12,59

3.9 Kontrola otláčení : Čep - Vidlice

3.10 Dovolený tlak	p_o 30,0 [MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p 1,3 [MPa]
3.12 Bezpečnost	22,33

3.13 Kontrola otláčení : Čep - Táhllo

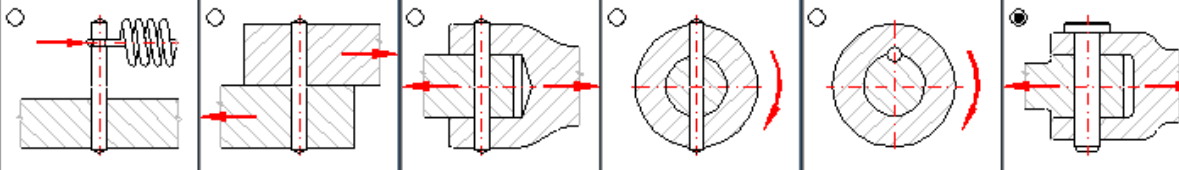
3.14 Dovolený tlak	p_o 30,0 [MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p 1,7 [MPa]
3.16 Bezpečnost	17,15

Čep M

1.0 ☒ Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje: Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 **Zatížení spoje**

1.4 Přenašený výkon	P	7,46	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.6 Kroučící moment	T	47,49	[Nm]
1.7 Působící síla	F	10271,2	[N]

1.8 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.9 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.10 Typ kolíku	Plný kolík
1.11 Způsob uložení	Točné uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	s_r 1,50

1.13 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.14 D...Konstrukční ocel (700) ☒

1.15 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
1.16 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_D	180,0	[MPa]
1.17 Dovolený tlak (točné uložení)	p_D	30,0	[MPa]

1.18 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.19 D...Konstrukční ocel (700) ☒

1.20 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
1.21 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_D	180,0	[MPa]
1.22 Dovolený tlak (točné uložení)	p_D	30,0	[MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 Volba kolíku, parametry spoje

2.2 ISO 2341 A - Čepy s hlavou

2.3 Dovolený rozsah průměru kolíku 3 ~ 100

2.4 Počet kolíků ve spoji 1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje** ☒

2.6 Koeficient rozložení zatížení	K_L	1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K_{SD}	1,00
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K_{SD}	1,00

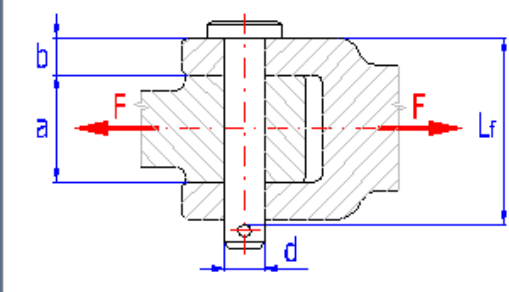
2.16 **Rozměry spoje**

2.17 Šířka táhla	a	60,0000	[mm]
2.18 Šířka vidlice	b	40,5000	[mm]
2.19 Doporučený průměr kolíku		35,3 ~ 40	[mm]
2.20 Vyhledání vhodného kolíku		< Hledat >	
2.21 Průměr kolíku	d	40,0000 40	[mm]
2.22 Dovolený rozsah délek kolíku		80 ~ 500	[mm]
2.23 Délka kolíku	L	160,0000 160	[mm]
2.24 Min. funkční délka kolíku	L_{min}	141	[mm]
2.25 Funkční délka kolíku	L_f	156,0000	[mm]

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10 D...Konstrukční ocel (700) ☒

2.11 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
2.12 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_D	180,0	[MPa]
2.13 Dovolený tlak (točné uložení)	p_D	30,0	[MPa]
2.14 Dovolené napětí ve smyku	τ_D	100,0	[MPa]
2.15 Dovolené napětí v ohybu	σ_D	160,0	[MPa]



3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2 Dovolené napětí ve smyku	τ_D	100,0	[MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ	4,1	[MPa]
3.4 Bezpečnost		24,47	

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6 Dovolené napětí v ohybu	σ_D	160,0	[MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ	28,8	[MPa]
3.8 Bezpečnost		5,55	

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

3.10 Dovolený tlak	p_D	30,0	[MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p	3,2	[MPa]
3.12 Bezpečnost		9,46	

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhllo**

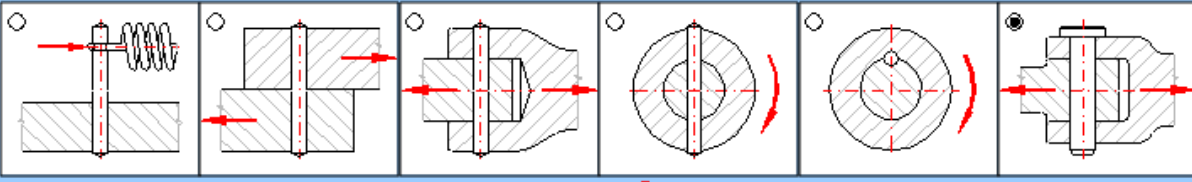
3.14 Dovolený tlak	p_D	30,0	[MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p	4,3	[MPa]
3.16 Bezpečnost		7,01	

Čep N

1.0 ☒ Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje: Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 **Zatížení spoje**

1.4 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.6 Krouťicí moment	T	47,49	[Nm]
1.7 Působící síla	F	14703,0	[N]

1.8 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.9 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.10 Typ kolíku	Plný kolík
1.11 Způsob uložení	Točné uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	s _r 1,50

1.13 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.14 D...Konstrukční ocel (700) ☒

1.15 Mez pevnosti v tahu	R _{min}	700,0	[MPa]
1.16 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o	180,0	[MPa]
1.17 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o	30,0	[MPa]

1.18 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.19 D...Konstrukční ocel (700) ☒

1.20 Mez pevnosti v tahu	R _{min}	700,0	[MPa]
1.21 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o	180,0	[MPa]
1.22 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o	30,0	[MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 Volba kolíku, parametry spoje

2.2 ISO 2341 A - Čepy s hlavou

2.3 Dovolený rozsah průměru kolíku 3 ~ 100

2.4 Počet kolíků ve spoji 1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje** ☒

2.6 Koeficient rozložení zatížení	K _L	1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K _{sp}	1,00
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K _{ss}	1,00

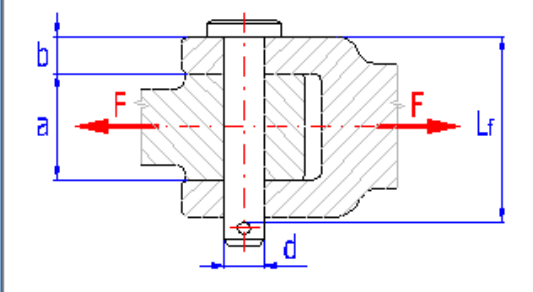
2.16 **Rozměry spoje**

2.17 Šířka táhla	a	58,0000	[mm]
2.18 Šířka vidlice	b	23,0000	[mm]
2.19 Doporučený průměr kolíku		34,1 ~ 38,7	[mm]
2.20 Vyhledání vhodného kolíku		<input type="button" value="Hledat"/>	
2.21 Průměr kolíku	d	40,0000 40	[mm]
2.22 Dovolený rozsah délek kolíku		80 ~ 500	[mm]
2.23 Délka kolíku	L	160,0000 160	[mm]
2.24 Min. funkční délka kolíku	L _{min}	104	[mm]
2.25 Funkční délka kolíku	L _r	156,0000	[mm]

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10 D...Konstrukční ocel (700) ☒

2.11 Mez pevnosti v tahu	R _{min}	700,0	[MPa]
2.12 Dovolený tlak (pevné uložení)	p _o	180,0	[MPa]
2.13 Dovolený tlak (točné uložení)	p _o	30,0	[MPa]
2.14 Dovolené napětí ve smyku	τ _o	100,0	[MPa]
2.15 Dovolené napětí v ohybu	σ _o	160,0	[MPa]



3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2 Dovolené napětí ve smyku	τ _o	100,0	[MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ	5,9	[MPa]
3.4 Bezpečnost		17,09	

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6 Dovolené napětí v ohybu	σ _o	160,0	[MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ	30,4	[MPa]
3.8 Bezpečnost		5,26	

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

3.10 Dovolený tlak	p _o	30,0	[MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p	8,0	[MPa]
3.12 Bezpečnost		3,75	

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhl**

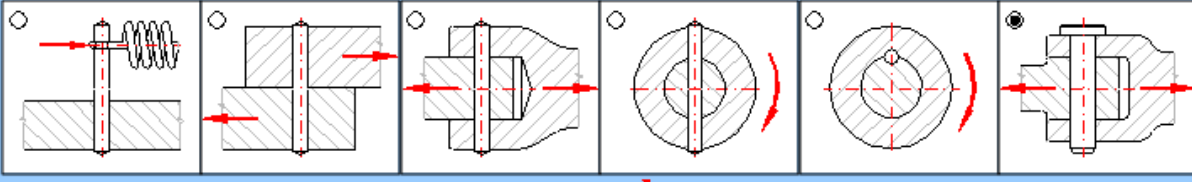
3.14 Dovolený tlak	p _o	30,0	[MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p	6,3	[MPa]
3.16 Bezpečnost		4,73	

Čep O

1.0 ☒ Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje: Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 **Zatížení spoje**

1.4 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.6 Kroučící moment	T	47,49	[Nm]
1.7 Působící síla	F	17835,0	[N]

1.8 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.9 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.10 Typ kolíku	Plný kolík
1.11 Způsob uložení	Točné uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	s_r 1,50

1.13 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.14 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
1.15 Mez pevnosti v tahu	R_{min} 700,0 [MPa]
1.16 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o 180,0 [MPa]
1.17 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o 30,0 [MPa]

1.18 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.19 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
1.20 Mez pevnosti v tahu	R_{min} 700,0 [MPa]
1.21 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o 180,0 [MPa]
1.22 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o 30,0 [MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 **Volba kolíku, parametry spoje**

2.2 ISO 2341 A - Čepy s hlavou

2.3 Dovolený rozsah průměru kolíku 3 ~ 100

2.4 Počet kolíků ve spoji 1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje** ☒

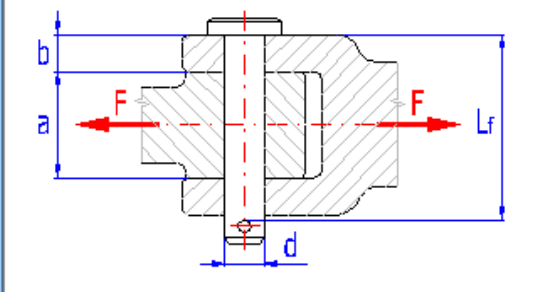
2.6 Koeficient rozložení zatížení	K_L 1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K_{Sp} 1,00
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K_{Sp} 1,00

2.16 **Rozměry spoje**

2.17 Šířka táhla	a	123,0000	[mm]
2.18 Šířka vidlice	b	48,5000	[mm]
2.19 Doporučený průměr kolíku		72,4 ~ 82	[mm]
2.20 Vyhledání vhodného kolíku		<input type="button" value="Hledat"/>	
2.21 Průměr kolíku	d	40,0000 40	[mm]
2.22 Dovolený rozsah délek kolíku		80 ~ 500	[mm]
2.23 Délka kolíku	L	240,0000 240	[mm]
2.24 Min. funkční délka kolíku	L_{min}	220	[mm]
2.25 Funkční délka kolíku	L_r	236,0000	[mm]

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10 D...Konstrukční ocel (700)	<input checked="" type="checkbox"/>
2.11 Mez pevnosti v tahu	R_{min} 700,0 [MPa]
2.12 Dovolený tlak (pevné uložení)	p_o 180,0 [MPa]
2.13 Dovolený tlak (točné uložení)	p_o 30,0 [MPa]
2.14 Dovolené napětí ve smyku	τ_o 100,0 [MPa]
2.15 Dovolené napětí v ohybu	σ_o 160,0 [MPa]



3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2 Dovolené napětí ve smyku	τ_o 100,0 [MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ 7,1 [MPa]
3.4 Bezpečnost	14,09

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6 Dovolené napětí v ohybu	σ_o 160,0 [MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ 78,1 [MPa]
3.8 Bezpečnost	2,05

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

3.10 Dovolený tlak	p_o 30,0 [MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p 4,6 [MPa]
3.12 Bezpečnost	6,53

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhl**

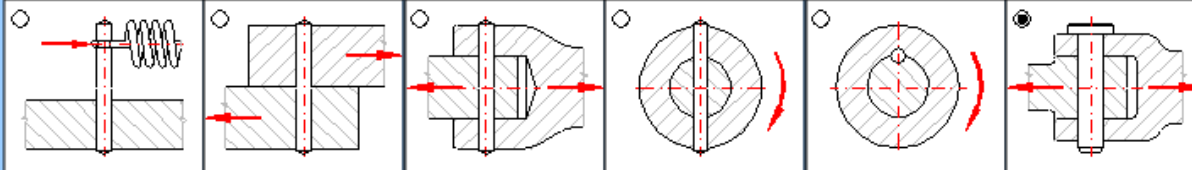
3.14 Dovolený tlak	p_o 30,0 [MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p 3,6 [MPa]
3.16 Bezpečnost	8,28

Čep Q

1.0 ☒ Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje: Čep pro točné (kloubové) spojení táhla s vidlicí. Zatížení příčnou silou ohybem.



1.3 **Zatížení spoje**

1.4 Přenášený výkon	P	7,46	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	1500,0	[1/min]
1.6 Kroučící moment	T	47,49	[Nm]
1.7 Působící síla	F	14542,8	[N]

1.8 **Provozní a montážní parametry spoje**

1.9 Typ zatížení	Klidné zatížení
1.10 Typ kolíku	Plný kolík
1.11 Způsob uložení	Točné uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	s_r 1,50

1.13 **Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)**

1.14 D...Konstrukční ocel (700) ☒

1.15 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
1.16 Dovolенý tlak (pevné uložení)	p_o	180,0	[MPa]
1.17 Dovolенý tlak (točné uložení)	p_o	30,0	[MPa]

1.18 **Materiál táhla (min. pevnost v tahu)**

1.19 D...Konstrukční ocel (700) ☒

1.20 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
1.21 Dovolенý tlak (pevné uložení)	p_o	180,0	[MPa]
1.22 Dovolенý tlak (točné uložení)	p_o	30,0	[MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 **Volba kolíku, parametry spoje**

2.2 ISO 2341 A - Čepy s hlavou

2.3 Dovolенý rozsah průměru kolíku 3 ~ 100

2.4 Počet kolíků ve spoji 1

2.5 **Koeficienty snížení únosnosti spoje** ☒

2.6 Koeficient rozložení zatížení	K_L	1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K_{Sp}	1,00
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K_{So}	1,00

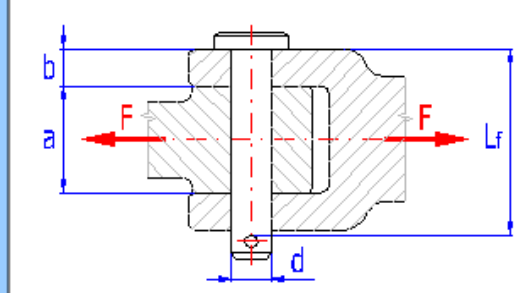
2.16 **Rozměry spoje**

2.17 Šířka táhla	a	67,5000	[mm]
2.18 Šířka vidlice	b	60,0000	[mm]
2.19 Doporučený průměr kolíku		39,7 ~ 45	[mm]
2.20 Vyhledání vhodného kolíku		< Hledat >	
2.21 Průměr kolíku	d	40,0000 40	[mm]
2.22 Dovolенý rozsah délek kolíku		80 ~ 500	[mm]
2.23 Délka kolíku	L	240,0000 240	[mm]
2.24 Min. funkční délka kolíku	L_{min}	187,5	[mm]
2.25 Funkční délka kolíku	L_r	236,0000	[mm]

2.9 **Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)**

2.10 D...Konstrukční ocel (700) ☒

2.11 Mez pevnosti v tahu	R_{min}	700,0	[MPa]
2.12 Dovolенý tlak (pevné uložení)	p_o	180,0	[MPa]
2.13 Dovolенý tlak (točné uložení)	p_o	30,0	[MPa]
2.14 Dovolенé napětí ve smyku	τ_o	100,0	[MPa]
2.15 Dovolенé napětí v ohybu	σ_o	160,0	[MPa]



3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 **Kontrola kolíku na smyk**

3.2 Dovolенé napětí ve smyku	τ_o	100,0	[MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ	5,8	[MPa]
3.4 Bezpečnost		17,28	

3.5 **Kontrola kolíku na ohyb**

3.6 Dovolенé napětí v ohybu	σ_o	160,0	[MPa]
3.7 Srovnávací napětí	σ	54,2	[MPa]
3.8 Bezpečnost		2,95	

3.9 **Kontrola otláčení: Čep - Vidlice**

3.10 Dovolенý tlak	p_o	30,0	[MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p	3,0	[MPa]
3.12 Bezpečnost		9,90	

3.13 **Kontrola otláčení: Čep - Táhl**

3.14 Dovolенý tlak	p_o	30,0	[MPa]
3.15 Srovnávací tlak	p	5,4	[MPa]
3.16 Bezpečnost		5,57	

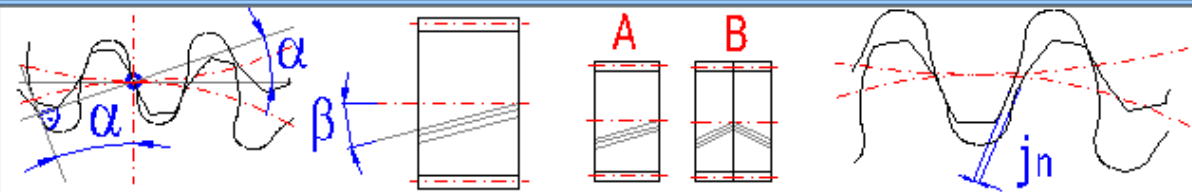
Příloha č. 3 – Návrh ozubenými koly

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba základních vstupních parametrů					
1.1	Přenášený výkon	Pw [kW]	0,031	0,031	<= Max. Pw
1.2	Otáčky pastorku / kola	n [/min]	1,0	0,3	i <= n1,n2
1.3	Krouticí moment (pastorek / kolo)	Mk [Nm]	296,05	921,12	Pw <= Mk,n
1.4	Požadovaný převodový poměr / z tabulky	i	3,15	3,15	
1.5	Skutečný převodový poměr / odchylka	i	3,14	-0,43%	
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba materiálů, režimu zatížení, provozních a výrobních parametrů.					
2.0	Označení materiálu podle normy :	ISO			
2.1	Materiál pastorku :	F,H...Konstrukční ocel legovaná 34CrNiMo6 (Rm=965 MPa) nitridovaná			
2.2	Materiál kola :	F,H...Konstrukční ocel legovaná 34CrNiMo6 (Rm=965 MPa) nitridovaná			
2.3	Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	A...Plynulé			
2.4	Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	A...Plynulé			
2.5	Typ uložení soukolí	Oboustraně symetricky uložené soukolí - typ 1			
2.6	Stupeň přesnosti - ISO 1328 Ra max v max.	6.....(Ra max.= 1,6 / v max.= 15)			
2.7	Koeficient jednorázového přetížení	KAS	2,00		
2.8	Požadovaná životnost	Lh	20000		[h]
2.9	Koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb)	SH / SF	1,30	1,60	
2.10	Automatický návrh	Přímé ozubení		Šikmé ozubení	
3.0 <input type="checkbox"/> Parametry profilu nástroje a zubu					
3.1	Normalizovaný nástroj	1. DIN 867 (a=20deg, ha0=1.25, hf0=1.0, ra0=0.38, d0=0, anp=0deg, ca=0.25)			
3.2	Výška hlavy nástroje	ha0*	1,250	1,250	[modul]
3.3	Výška paty nástroje	hf0*	1,000	1,000	[modul]
3.4	Poloměr zaoblení hlavy	ra0*	0,380	0,380	[modul]
3.5	Poloměr zaoblení paty	rf0*	0,000	0,000	[modul]
3.6	Zkosení paty	cha*	0,000	0,000	[modul]
3.7	Zkosení hlavy	chb*	0,000	0,000	[modul]
3.8	Výška protuberance	δ0*	0,000	0,000	[modul]
3.9	Úhel protuberance	αnp	0,000	0,000	[°]
3.10	Min. jednotková hlavová vřle	ca*min	0,2500	0,2500	[modul]
3.11	Jednotková hlavová vřle	ca*	0,2500	0,2500	[modul]

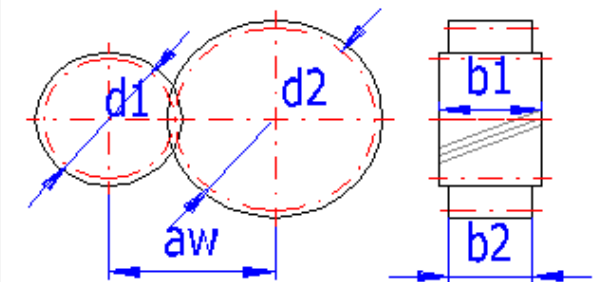
Překreslit pastorek

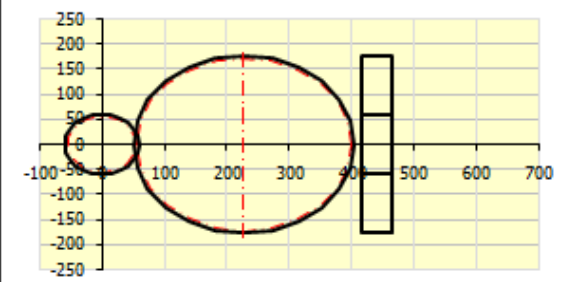
Překreslit kolo

4.0 ☒ Návrh modulu a geometrie ozubení



4.1 Počty zubů pastorku / kola	z	22	69	$i \leq z_1, z_2$
4.2 Normální úhel záběru	α	20		[°]
4.3 Základní úhel sklonu zubů	β	0		[°]
4.4 Nastavení poměru šířky pastorku k průměru		<input type="text" value="0,8"/>		Navrhnout ozubení
4.5 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	Ψ_d / \max	0,8	< 0,8	
4.6 Modul ozubení / normalizovaná hodnota	m_n	5	10	[mm]
4.7 Průměr roztečné kružnice pastorku / kola	d_1/d_2	110,00	345,00	[mm]
4.8 Doporučená šířka ozubení		68 - 88		[mm]
4.9 Šířka pastorku / kola	b_1/b_2	50,00	50,00	[mm]
4.10 Pracovní šířka ozubení	b_w	50		[mm] <input checked="" type="checkbox"/>
4.11 Poměr šířky pastorku k jeho průměru	Ψ_d / \max	0,45	< 0,8	
4.12 Pracovní vzdálenost os	a_w	227,500		[mm]
4.13 Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	40,174		[kg]
4.14 Minimální koeficient bezpečnosti	SH / SF	2,751	10,857	





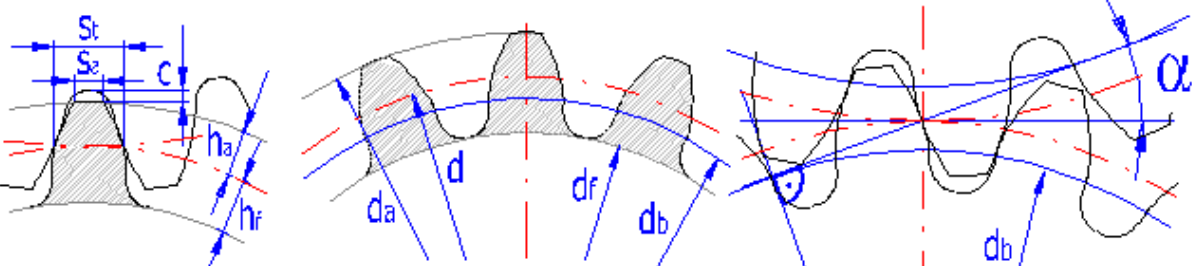
4.15 Boční vůle v ozubení (normální)

4.16 - Doporučená min max. hodnota		0,090	0,362	[mm]
4.17 - Zvolená boční vůle	j_n	0,0000		[mm]

5.0 ☐ Korigování ozubení

Kapitola výsledků

6.0 ☒ Základní rozměry ozubení



6.1	Počty zubů pastorku / kola	z	22	69	
6.2	Šířka pastorku / kola	b	50	50	[mm]
6.3	Normální modul	mn	5		[mm]
6.4	Tečný modul	mt	5,0000		[mm]
6.5	Normální rozteč	p	15,708		[mm]
6.6	Čelní rozteč	pt	15,708		[mm]
6.7	Základní rozteč	ptb	14,761		[mm]
6.8	Osová vzdálenost (roztečná)	a	227,5000		[mm]
6.9	Osová vzdálenost (výrobní)	av	227,5000		[mm]
6.10	Osová vzdálenost (pracovní)	aw	227,5000		[mm]
6.11	Úhel záběru	α	20,00		[°]
6.12	Čelní úhel záběru	α_t	20,0000		[°]
6.13	Valivý úhel záběru normální	α_{wn}	20,0000		[°]
6.14	Valivý úhel záběru čelní	α_{wt}	20,0000		[°]
6.15	Úhel sklonu zubů	β	0,00		[°]
6.16	Základní úhel sklonu	β_b	0,0000		[°]
6.17	Průměr hlavové kružnice	da	120,0000	355,0000	[mm]
6.18	Průměr roztečné kružnice	d	110,0000	345,0000	[mm]
6.19	Průměr základní kružnice	db	103,3662	324,1940	[mm]
6.20	Průměr patní kružnice	df	97,5000	332,5000	[mm]
6.21	Průměr valivé kružnice	dw	110,0000	345,0000	[mm]
6.22	Výška hlavy zubu	ha	5,0000	5,0000	[mm]
6.23	Výška paty zubu	hf	6,2500	6,2500	[mm]
6.24	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sna	3,5301	3,9626	[mm]
6.25	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	sta	3,5301	3,9626	[mm]
6.26	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	sn	7,8540	7,8540	[mm]
6.27	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	st	7,8540	7,8540	[mm]
6.28	Tloušťka zubu patní kružnici	sb	8,4147	12,5251	[mm]
6.29	Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	sa*	0,7060	0,7925	[modul]
6.30	Jednotkové přisunutí kol	dY	0,0000		[modul]
6.31	Celková jednotková korekce	x1+x2	0,0000		[modul]
6.32	Jednotkové posunutí	x	0,0000	0,0000	[modul]
7.0 <input type="checkbox"/> Doplnkové parametry ozubení					
8.0 <input checked="" type="checkbox"/> Kvalitativní ukazatele ozubení					
8.1	Součinitel záběru v čelní rovině / osově rovině	$\varepsilon_\alpha \mid \varepsilon_\beta$	1,6931	0,0000	
8.2	Součinitel celkového záběru	ε_γ	1,6931		
8.3	Koeficient odlehčení kola	Cdi/df	0,00	0,00	
8.4	Kritické otáčky	nE1	10352,74		[/min]
8.5	Resonanční poměr	N	0,00		
8.6	Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	40,1741		[kg]
8.7	Účinnost převodového soukolí	μ	99,20%		
8.8	Doporučená viskozita oleje	v50	560	560	<input checked="" type="checkbox"/> [mm2/sec]

9.0 <input checked="" type="checkbox"/> Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti					
Společné pro soukolí					
9.1	Tuhost páru zubů	c'	13,784		
9.2	Záběrová tuhost ozubení	$C\gamma$	20,950		
9.4	Součinitel vnějších dynamických sil	K_A	1,000		
9.5	Součinitel vnitřních dynamických sil	K_V	1,000		
9.6	Počet cyklů	N_K	1,20E+06	3,83E+05	
Pro výpočet bezpečnosti na dotyk					
9.7	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	$K_{H\beta}$	1,081		
9.8	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	$K_{H\alpha}$	1,000		
9.9	Celkový součinitel přídatného zatížení	K_H	1,081		
9.10	Součinitel mechanických vlastností	Z_E	189,81		
9.11	Součinitel tvaru	Z_H	2,495		
9.12	Součinitel sklonu zubu	Z_{β}	1,000		
9.13	Součinitel dotyku	Z_{ϵ}	0,877		
9.14	Součinitel tvrdosti	Z_W	1,000		
9.15	Součinitel maziva	Z_L	1,115	1,115	Minerální olej
9.16	Součinitel obvodové rychlosti	Z_V	0,927	0,927	
9.17	Součinitel drsnosti povrchu	Z_R	0,907	0,907	Automatic
9.18	Součinitel životnosti	Z_N	1,300	1,300	$n=\infty$; $Z_N=0.85$
9.19	Součinitel jednopárového záběru	Z_B/Z_D	1,066	1,000	
Pro výpočet bezpečnosti na ohyb					
9.20	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	$K_{F\beta}$	1,071		
9.21	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	$K_{F\alpha}$	1,000		
9.22	Celkový součinitel přídatného zatížení	K_F	1,072		
9.23	Součinitel sklonu zubu	Y_{β}	1,000		
9.24	Součinitel vlivu záběru profilu	Y_{ϵ}	0,693		
9.25	Součinitel vrubové citlivosti	Y_{Δ}	0,987	0,994	
9.26	Součinitel vlivu velikosti	Y_X	1,000	1,000	
9.27	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	Y_R	0,969	0,969	
9.28	Koeficient střídavého zatížení	Y_A	1,000		
9.29	Součinitel technologie výroby	Y_T	1,000		
9.30	Součinitel životnosti	Y_N	1,107	1,257	$n=\infty$; $Y_N=0.85$
9.31	Součinitel tvaru zubu (ohyb)	Y_{Fa}	3,001	2,499	
9.32	Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,483	1,660	
9.33	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	Y_{FS}	4,452	4,149	
10.0 <input checked="" type="checkbox"/> Koeficienty bezpečnosti					
10.1	Na únavu v dotyku	S_H	2,75	2,93	
10.2	Na únavu v ohybu	S_F	10,86	13,32	
10.3	V dotyku při jednorázovém přetížení	S_{Hst}	4,06	4,32	
10.4	V ohybu při jednorázovém zatížení	S_{Fst}	12,82	13,76	
10.5	Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy	v_H/v_F	0,08	0,1	
10.6	Pravděpodobnost poruchy	P	0,44		[%] <input type="button" value="Calc"/>
10.7	Jmenovité napětí v dotyku	σ_{H0}	471,72		[MPa]
10.8	Výpočtové napětí v dotyku	σ_H	523,11	490,53	[MPa]
10.9	Mez únavy v dotyku	σ_{HG}	1438,92	1438,92	[MPa]
10.10	Dovolené napětí v dotyku	σ_{HP}	1106,86	1106,86	[MPa]
10.11	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	σ_{F0}	66,42	61,91	[MPa]
10.12	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	σ_F	71,17	66,33	[MPa]
10.13	Mez únavy v ohybu	σ_{FG}	772,74	883,80	[MPa]
10.14	Dovolené napětí v ohybu	σ_{FP}	482,96	552,38	[MPa]

Příloha č. 4 – Kontrola hřídele pastorku

1.0 ☒ Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Přenášený výkon 0,16 [kW]

1.3 Otáčky hřídele 5 [/min]

1.4 Krouticí moment 305,60 [Nm]

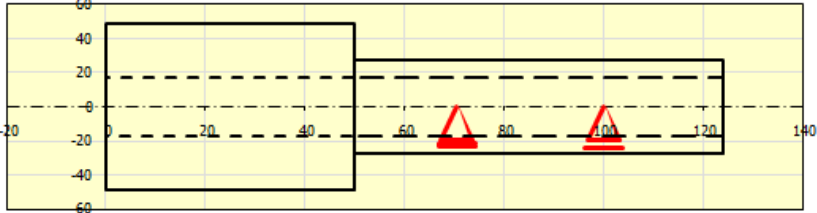
1.5 Předběžný min. průměr 34,70 [mm]

1.6 Typ zatížení hřídele B...Stálý krut + ohyb

1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu) C...Ocel s vysokou pevností (1200)

2.0 ☒ Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítko průměru zobrazeného hřídele 1:1 ☐ Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)



2.2 Tabulka

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	50,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00	124,00
L	50,000	74,000								
ø Da	97,000	55,000								
ø Db	97,000	55,000								
ø da	34,000	34,000								
ø db	34,000	34,000								
R										

2.3 Celková délka hřídele 124,00 [mm]

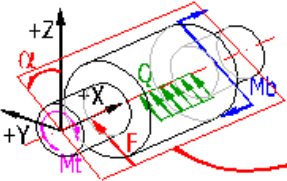
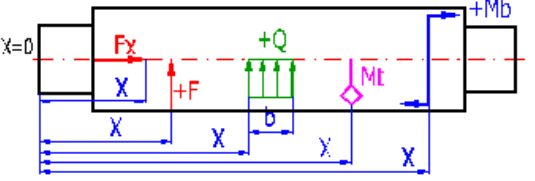
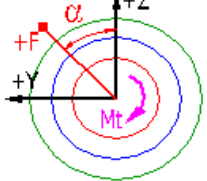
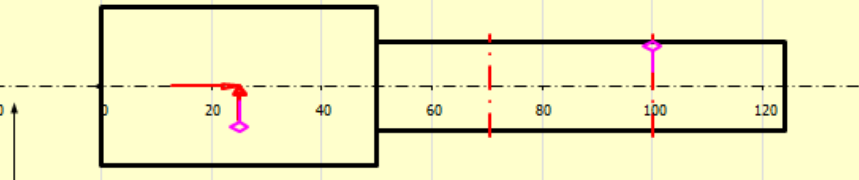
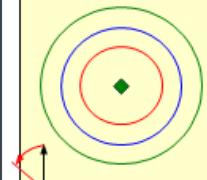
2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska) Pevná 70,50 [mm]

2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska) Volná 100,00 [mm]

2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra) C...Broušeno (0,8)

3.0 ☐ Vrub a zápichy na hřídeli

4.0 ☒ Zatížení hřídele

4.1 Zatížení	X	F _x	F	alfa	M _t	M _b	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	25,00	5382,7	1959,2	0	300,00					
2	100,00				-300,00					
3										
4										
5										
6										
7										
8										
9										
10										

5.0 ☐ Rotující hmoty

6.0 ☒ Materiál a způsob namáhání

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)
 B...Zušlechťená a legovaná ocel (500 - 1400) 1130 [MPa]

6.2 Mez pevnosti v tahu S_u/R_m 700 [MPa] ☒

6.3 Mez kluzu v tahu S_y/R_e 455 [MPa]

6.4 Mez kluzu v ohybu S₁₀/R_e 546 [MPa]

6.5 Mez kluzu ve smyku S₁₀/R_e 319 [MPa]

6.6 Pro střídavé zatížení

6.7 Mez únavy - tah/tlak σ_c 252 [MPa]

6.8 Mez únavy - ohyb σ_{ec} 336 [MPa]

6.9 Mez únavy - krut τ_c 210 [MPa]

6.10 Pro míjivé zatížení

6.11 Mez únavy - tah/tlak σ_{nc} 378 [MPa]

6.12 Mez únavy - ohyb σ_{anc} 504 [MPa]

6.13 Mez únavy - krut τ_{nc} 294 [MPa]

6.14 Měrná hmotnost R_o 7850,0 [kg/m³]

6.15 Modul pružnosti v tahu E 210000 [MPa]

6.16 Modul pružnosti ve smyku G 80000 [MPa]

6.17 Zatížení vlastní vahou Ano ☐

6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti 20 ☐

6.19 Součinitel namáhání α₀ 1,15 ☒

6.20 Součinitel max. zatížení

6.21 Ohyb 1,70

6.22 Posouvající síla 1,70

6.23 Krut 1,70

6.24 Tah/Tlak 1,70

6.25 Zatěžovací podmínky

6.26 Zatížení ohybovým momentem A...Statické ☐

6.27 Zatížení posouvající silou B...Míjivé ☐

6.28 Zatížení kroutícím momentem B...Míjivé ☐

6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou B...Míjivé ☐

6.30 Dynamická kontrola

6.31 Vliv povrchu hřídele Ano ☐

6.32 Vliv velikosti hřídele Ano ☐

6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub) Ano ☐

7.0 ☒ Výsledky - shrnutí

	x	y	z	Σ y+z	
7.1 Reakce v podpoře R1	-5382,73	0	-4913,4087	4913,4087	[N]
7.2 Reakce v podpoře R2	0	0	2987,7427	2987,7427	[N]

7.3 Celková hmotnost hřídele m 3,41 [kg]

7.4 Maximální průhyb y 0,0018 [mm]

7.5 Maximální zkroucení φ 0,0146 [°]

7.6 Naklonění v R1 φ 0,0006 [°]

7.7 Naklonění v R2 φ 0,0003 [°]

7.8 Max. napětí v ohybu σ_e 6,3 [MPa]

7.9 Max. napětí ve střihu τ_s 2,0 [MPa]

7.10 Max. napětí v krutu τ_t 10,8 [MPa]

7.11 Max. napětí v tahu/tlaku σ_e 3,7 [MPa]

7.12 Max. redukované napětí σ_r 26,2 [MPa]

7.13 Min. statická bezpečnost SF_{st} 13,79

7.14 Min. dynamická bezpečnost SF_d 36,87

7.15 Rezonanční otáčky (A) n_c 0,0 [/min]

Rezonanční otáčky (B) n_c 233811,6 [/min]

Rezonanční otáčky (C) n_c 192159,0 [/min]

7.16 Výsledky v souřadnici X =

	174,63	1371,60	1397,00	2095,50	2127,25	2127,25	2127,25	2127,25
04...Z - Průhyb [mm]	0,0001271	0,0001271	0,0001271	0,0001271	0,0001271	0,0001271	0,0001271	0,0001271
42...Koeficient bezpečnosti (dynamický)	20	20	20	20	20	20	20	20
31...Celkový součinitel - ohyb	1,3065064	1,3065064	1,3065064	1,3065064	1,3065064	1,3065064	1,3065064	1,3065064
42...Koeficient bezpečnosti (dynamický)	20	20	20	20	20	20	20	20
43...Prázdný graf	0	0	0	0	0	0	0	0

7.17 Graf

Hřídel volně otočný v ložiskách, rotující disk mezi ložisky (K=1)

Příloha č. 5 – Kontrola ložisek

Ložiska na podstavě manipulátoru

Axiální síla je známa ze silového výpočtu manipulátoru $R_{Ry} = 28\,500\text{ N}$ a radiální sílu je nutné rozpočítat na obě ložiska:

$$R_L = \frac{R_{Rx} \cdot l_s}{l_z} = \frac{18\,500 \cdot 0,129}{0,075} = 31\,820\text{ N}$$



































Ložisko 1 – zachytávající axiální sílu

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba typu ložiska, zatížení ložiska									
1.1	Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)							
1.2	Typ ložiska	Kuličková ložiska jednoradá							
1.7	Zatížení ložiska	Proměnlivé zatížení							
1.8	Otáčky	n	1,0	[/min]					
1.9	Radiální zatížení	Fr	31820,0	[N]					
1.10	Axiální zatížení	Fa	28500,0	[N]					
1.11	Součinitel přidavných dynamických sil		1,177						
1.12	Požadované parametry ložiska								
1.13	Trvanlivost ložiska	Lh	10000	[h]					
1.14	Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00						
1.3	Provedení ložiska	Samostatné ložisko							
1.15	Přidavné dynamické síly								
1.16	<input type="radio"/> Žádné								
1.17	<input checked="" type="radio"/> Od ozubených převodů								
1.18	Přesná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče do 0.02 mm)								
1.19	Součinitel	fk	1,05 - 1,1	1,07					
1.20	Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory								
1.21	Součinitel	fd	1 - 1,2	1,10					
1.22	<input type="radio"/> Od řemenových převodů								
1.23	Klínové řemeny								
1.24	Součinitel	fb	1,9 - 2,5	2,20					
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba rozměrů ložiska									
2.1	Rozměry ložiska	Vyhledat Hledat další							
	ID	d	D	T	C	C0	nr	nmax	Ložisko
	269	220,0	300,0	51,0	484000	1000000	1400	2000	32944
2.2	Parametry ložiska								
2.3	Základní dynamická únosnost	C	484000	[N]	d	220			
2.4	Dynamické ekvivalentní zatížení	P	61943,2	[N]	D	300			
2.5	Základní trvanlivost	L10h	15776882	[h]	T	51			
2.6	Základní statická únosnost	C0	1000000	[N]	C	39			
2.7	Statické ekvivalentní zatížení	P0	45561,7	[N]	B	51			
2.8	Součinitel statické bezpečnosti	s0	21,95		ramax	2,5			
2.9	Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]	rbmax	2,5			
2.10	Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]	Damax	286			
2.11	Referenční otáčky	nr	1400	[/min]	Damin	275			
2.12	Mezní otáčky	nmax	2000	[/min]	damax	234			
2.13	Ztrátový výkon	NR	1,28	[W]	dbmin	234			
2.14	Váha ložiska	g	10	[kg]	Dbmin	290			
3.0	<input checked="" type="checkbox"/> Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska								
3.1	Kinematická viskozita maziva								
3.2	Vztažná viskozita	V1	2830	[mm^2/s]	3.7	Výpočet modifikované trvanlivosti			
3.3	Provozní viskozita	V	20,1	[mm^2/s]	3.8	Mezní únavové zatížení	Pu	91500	[N]
3.4	Viskozitní poměr	K	0,01		3.9	Požadovaná spolehlivost	90 %		
3.5	Požadované minimální zatížení								
3.6	Minimální radiální zatížení	Fmin	9680	[N]	3.10	Znečištění maziva	Typické znečištění		
					3.11	Součinitel úrovně znečištění	η	0,4 - 0,2	0,30
					3.12	Součinitel trvanlivosti	a1/a23	1	#NÁZEV?
					3.13	Modifikovaná trvanlivost	Lmh	#NÁZEV?	[h]

Ložisko 2

1.0 Volba typu ložiska, zatížení ložiska

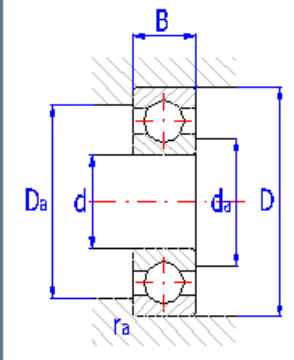
1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ ložiska                                  

Ložiska na hřídeli s pastorkem

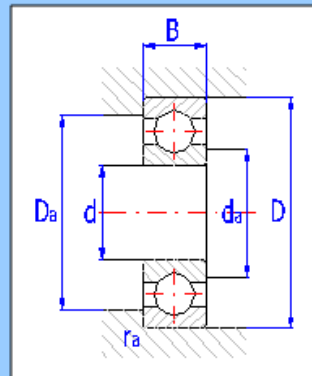
Tyto ložiska byly kontrolovány na reakce sil, které působí na hřídeli pastorku.

Ložisko 1 – zachytávající axiální sílu

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba typu ložiska, zatížení ložiska									
1.1 Jednotky výpočtu		SI Units (N, mm, kW...)							
1.2 Typ ložiska		Kuličková ložiska jednořadá							
1.7 Zatížení ložiska		Proměnlivé zatížení							
1.8 Otáčky	n	5,0	[/min]						
1.9 Radiální zatížení	Fr	5382,7	[N]						
1.10 Axiální zatížení	Fa	4913,4	[N]						
1.11 Součinitel přídatných dynamických sil		1,177							
1.12 Požadované parametry ložiska									
1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	10000	[h]						
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00							
1.3 Provedení ložiska									
1.4 Otevřené provedení									
1.5 Samostatné ložisko									
1.6 Normální ložisková vůle									
1.15 Přídatné dynamické síly									
1.16 Žádné									
1.17 Od ozubených převodů									
1.18 Přesná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče do 0,02 mm)									
1.19 Součinitel	fk	1,05 - 1,1	1,07	<input checked="" type="checkbox"/>					
1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory									
1.21 Součinitel	fd	1 - 1,2	1,10	<input checked="" type="checkbox"/>					
1.22 Od řemenových převodů									
1.23 Klínové řemeny									
1.24 Součinitel	fb	1,9 - 2,5	2,20	<input checked="" type="checkbox"/>					
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba rozměrů ložiska									
2.1 Rozměry ložiska		Vyhledat Hledat další							
ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko	
120	55,0	100,0	21,0	46200	29000	14000	9000	6211 *	
2.2 Parametry ložiska									
2.3 Základní dynamická únosnost	C	46200	[N]	d	55				
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	#NÁZEV?	[N]	D	100				
2.5 Základní trvanlivost	L10h	#NÁZEV?	[h]	B	21				
2.6 Základní statická únosnost	C0	29000	[N]	ramax	1,5				
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	6692,8	[N]	Damax	91				
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	4,33		damin	64				
2.9 Dovolené radiální zatížení	Frmax	-	[N]						
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]						
2.11 Referenční otáčky	nr	14000	[/min]						
2.12 Mezní otáčky	nmax	9000	[/min]						
2.13 Ztrátový výkon	NR	#NÁZEV?	[W]						
2.14 Váha ložiska	g	0,61	[kg]						
3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska									
3.1 Kinematická viskozita maziva									
3.2 Vztažná viskozita	V1	1310	[mm^2/s]						
3.3 Provozní viskozita	V	20,1	[mm^2/s]						
3.4 Viskozní poměr	K	0,02							
3.5 Požadované minimální zatížení									
3.6 Minimální radiální zatížení	Frmin	3,25	[N]						
3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti									
3.8 Mezní únavové zatížení	Pu	1250	[N]						
3.9 Požadovaná spolehlivost		90 %							
3.10 Znečištění maziva		Typické znečištění							
3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,3 - 0,1	0,20	<input checked="" type="checkbox"/>					
3.12 Součinitel trvanlivosti	a1/a23	1	#NÁZEV?						
3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh	#NÁZEV?	[h]						

Ložisko 2

1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba typu ložiska, zatížení ložiska			
1.1 Jednotky výpočtu		SI Units (N, mm, kW...)	
1.2 Typ ložiska		Kuličková ložiska jednořadá	
1.7 Zatížení ložiska		Proměnlivé zatížení	
1.8 Otáčky	n	5,0	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	2987,7	[N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	0,0	[N]
1.11 Součinitel přídatných dynamických sil		1,177	
1.12 Požadované parametry ložiska			
1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	10000	[h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	
1.3 Provedení ložiska			
1.4 Otevřené provedení			
1.5 Samostatné ložisko			
1.6 Normální ložisková vůle			
1.15 Přídavné dynamické síly			
1.16 <input type="radio"/> Žádné			
1.17 <input checked="" type="radio"/> Od ozubených převodů			
1.18 Přesná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče do 0,02 mm)			
1.19 Součinitel	fk	1,05 - 1,1	1,07
1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory			
1.21 Součinitel	fd	1 - 1,2	1,10
1.22 <input type="radio"/> Od řemenových převodů			
1.23 Klínové řemeny			
1.24 Součinitel	fb	1,9 - 2,5	2,20
2.0 <input checked="" type="checkbox"/> Volba rozměrů ložiska			
2.1 Rozměry ložiska		Vyhledat Hledat další	
ID	d	D	B
119	55,0	90,0	18,0
C	C0	nr	nmax
29600	21200	16000	10000
Ložisko 6011 *			
2.2 Parametry ložiska			
2.3 Základní dynamická únosnost	C	29600	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	#NÁZEV?	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	#NÁZEV?	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	21200	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	3516,6	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	6,03	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	16000	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	10000	[/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	#NÁZEV?	[W]
2.14 Váha ložiska	g	0,39	[kg]
3.0 <input checked="" type="checkbox"/> Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska			
3.1 Kinematická viskozita maziva		3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti	
3.2 Vztažná viskozita	V1	1360	[mm^2/s]
3.3 Provozní viskozita	V	20,1	[mm^2/s]
3.4 Viskozní poměr	K	0,01	
3.5 Požadované minimální zatížení		3.8 Mezní únavové zatížení	
3.6 Minimální radiální zatížení	Fmin	2,84	[N]
		3.9 Požadovaná spolehlivost	
		90 %	
		Typické znečištění	
		0,3 - 0,1	
		0,20	
		1	
		#NÁZEV?	
		Lmh	
		#NÁZEV?	
		[h]	



Příloha č. 6 – Katalogový list rotačního hydromotoru OMP 160

Type			OMP	OMP	OMP	OMP	OMP	OMP	OMP	OMP	OMP
Motor size			50	80	100	125	160	200	250	315	400
Geometric displacement	cm ³ [inch]		48.6 [2.97]	77.8 [4.76]	97.3 [5.95]	125.0 [7.65]	155.7 [9.53]	194.6 [11.91]	242.3 [14.83]	306.1 [18.73]	389.2 [23.82]
Max. speed	min ⁻¹	cont.	1230	770	615	480	385	310	250	195	155
	[rpm]	int. ¹⁾	1540	960	770	600	480	385	310	245	190
Max. torque	N·m [lbf·in]	cont.	93 [820]	150 [1330]	190 [1680]	240 [2120]	300 [2660]	360 [3190]	460 [4070]	470 [4160]	490 [4340]
		int. ¹⁾	120 [1060]	190 [1680]	230 [2040]	290 [2570]	370 [3280]	450 [3980]	570 [5050]	620 [5490]	630 [580]
		peak ²⁾	140 [1240]	220 [1950]	270 [2390]	370 [3280]	430 [3810]	540 [4780]	670 [5930]	820 [7260]	840 [7440]
Max. output	kW [hp]	cont.	10.0 [13.4]	10.0 [13.4]	11.0 [14.8]	10.0 [13.4]	10.0 [13.4]	10.0 [13.4]	9.5 [12.7]	7.5 [10.1]	6.5 [8.7]
		int. ¹⁾	12.0 [16.1]	12.0 [16.1]	13.0 [17.4]	12.0 [16.1]	12.0 [16.1]	12.0 [16.1]	12.0 [16.1]	9.0 [12.1]	7.5 [10.1]
Max. pressure drop	bar [psi]	cont.	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	140 [2030]	120 [1740]	95 [1380]
		int1)	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	175 [2540]	160 [2320]	125 [1810]
		peak ²⁾	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	225 [3260]	180 [2610]
Max. oil flow	l/min [US gal/min]	cont.	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]	60 [15.9]
		int. ¹⁾	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]	75 [19.8]
Max. starting pressure with unloaded shaft	bar [psi]		10 [145]	10 [145]	10 [145]	9 [130]	7 [100]	5 [75]	5 [75]	5 [75]	5 [75]
Min starting torque	at max. press drop cont. N·m [lbf·in]		80 [710]	135 [1200]	170 [1510]	210 [1860]	280 [2480]	340 [3010]	420 [3720]	460 [4070]	460 [4070]
	at max. press. drop int. ¹⁾ N·m [lbf·in]		100 [890]	170 [1510]	210 [1860]	270 [2390]	350 [3100]	420 [3720]	530 [4690]	600 [5310]	600 [5310]

Obr. 2 – Katalogový list OMP 160

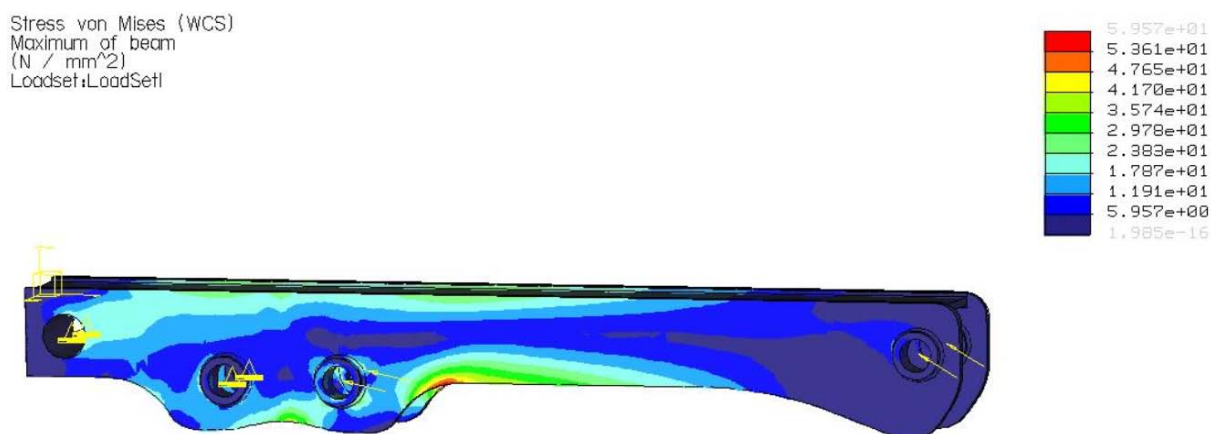
Příloha č. 7 – Pevnostní analýzy

Napěťové analýzy byly provedeny v programu ProEngineer – Mechanica Structure. U vybraných součástí byly vždy uvolněny rotace v kloubech použitím jednoho prutu. Zadávání jednotlivých sil vychází z obrázku 1 a tabulky 1. Všechny vybrané součásti vyhovují jak na maximální dovolené napětí $\sigma_{D0} = 170 \text{ MPa}$ (WELDOX 700), tak i na maximální průhyby. Tyto hodnoty jsou ve všech případech velmi nízké. Z důvodu možné modularizace robotu, jsou všechny části záměrně předdimenzovány, a to především, aby vyhověly možnému modulu, který bude vykonávat těžkou destrukci objektů.

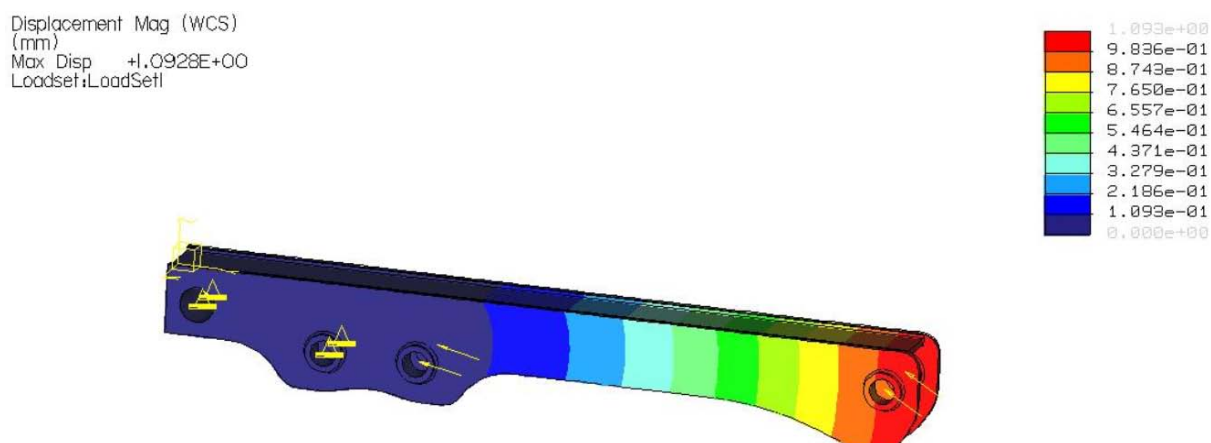
1. Napěťová analýza středního ramene



Obr. 3 – Definování vazeb a zatížení středního ramene

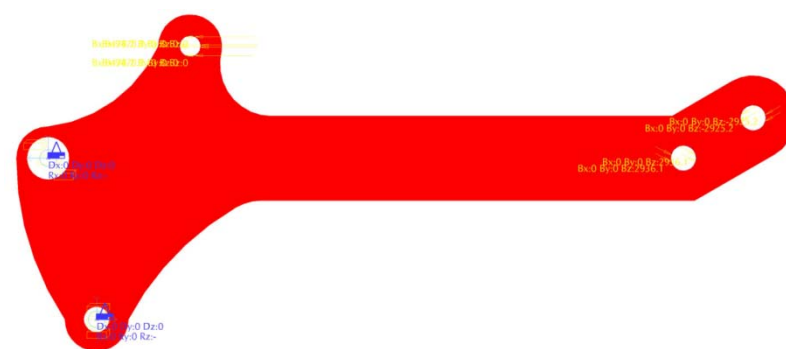


Obr. 4 – Napětí ve středním rameni

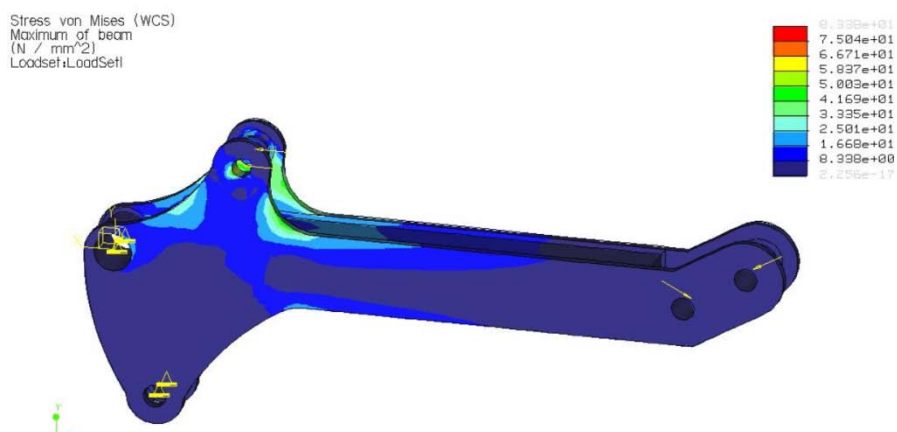


Obr. 5 – Průhyb ve středním rameni

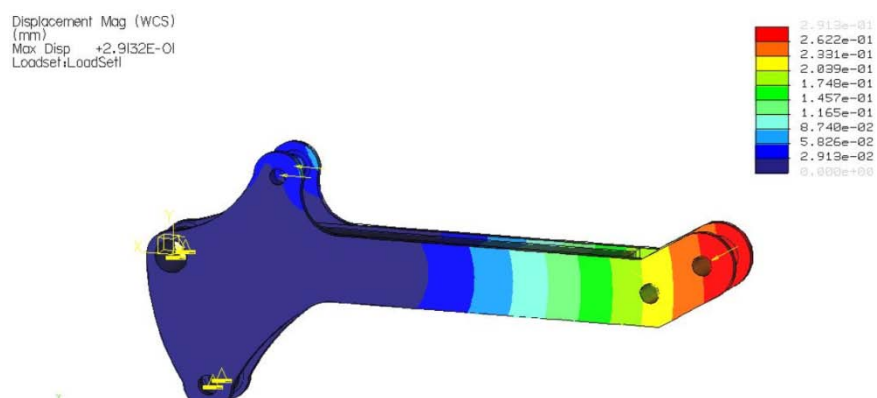
2. Napěťová analýza horního ramene



Obr. 6 – Definování vazeb a zatížení horního ramene

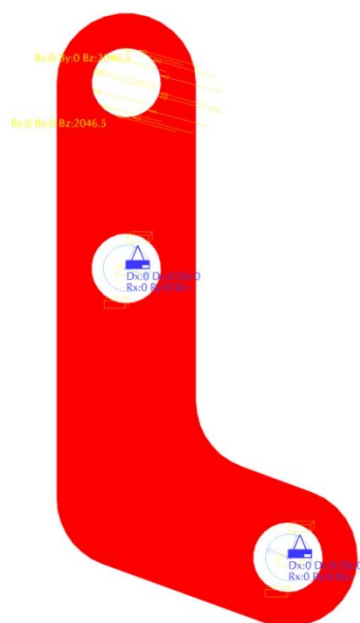


Obr. 7 – Napětí ve středním rameni

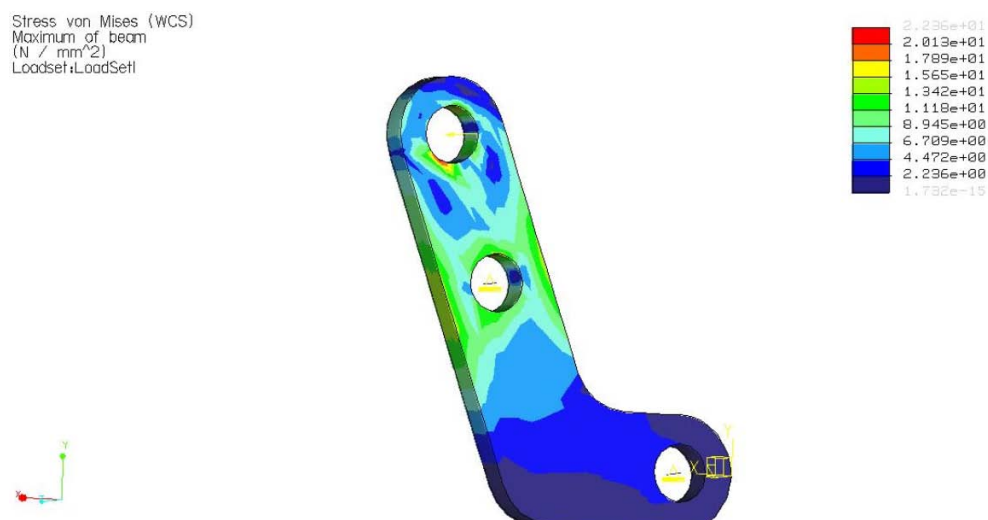


Obr. 8 – Průhyb v horním rameni

3. Napěťová analýza páky



Obr. 9 – Definování vazeb a zatížení páky



Obr. 10 – Napětí v páce



Obr. 11 – Průhyb v páce